

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de: INGENIEROS
MECÁNICOS**

TEMA:

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN PÓRTICO PARA IZAJE DE CARGA, CON
UNA CAPACIDAD DE 12 TONELADAS Y 5 METROS DE LUZ, PARA
DISTINTOS CASOS DE ESTUDIO VALIDADOS A TRAVÉS DE DIFERENTES
PROGRAMAS DE CÁLCULO.**

AUTORES:

STEVEN PAÚL ENRÍQUEZ RIVERA

JONATHAN XAVIER PAUCAR IZA

TUTOR:

LUIS CHRISTIAN JUIÑA QUILACHAMÍN


Quito, Agosto del 2019

CESIÓN DE DERECHOS


Nosotros, STEVEN PAÚL ENRÍQUEZ RIVERA con documento de identificación N° 171950481-1 y JONATHAN XAVIER PAUCAR IZA con documento de identificación N° 172745777-0, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN PÓRTICO PARA IZAJE DE CARGA, CON UNA CAPACIDAD DE 12 TONELADAS Y 5 METROS DE LUZ, PARA DISTINTOS CASOS DE ESTUDIO VALIDADOS A TRAVÉS DE DIFERENTES PROGRAMAS DE CÁLCULO”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra consideración de autores nos reservamos a los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana

Quito, Agosto del 2019



Steven Paúl Enríquez Rivera
171950481-1



Jonathan Xavier Paucar Iza
172745777-0

DECLARACIÓN DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Proyecto Técnico, DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN PÓRTICO PARA IZAJE DE CARGA, CON UNA CAPACIDAD DE 12 TONELADAS Y 5 METROS DE LUZ, PARA DISTINTOS CASOS DE ESTUDIO VALIDADOS A TRAVÉS DE DIFERENTES PROGRAMAS DE CÁLCULO, realizado por Steven Paúl Enríquez Rivera y Jonathan Xavier Paucar Iza, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, Agosto del 2019

Atentamente,



Ing. Luis Christian Juiña Quilachamín M.Sc.

CI: 1713704508

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a todas las personas que de una u otra forma han estado conmigo en los buenos y malos momentos de este camino tan bonito llamado vida, que me llena de mucha alegría poder cumplir mis objetivos a lado de todos ustedes; a mis padres por darme la vida y la oportunidad de ser alguien en la vida.

Steven Enríquez

El presente trabajo lo dedico a Dios y a mi familia por ser el apoyo y fortaleza en aquellos momentos de dificultad y de debilidad.

Jonathan Paucar

AGRADECIMIENTO

A nuestros padres por habernos apoyado incondicionalmente y ser los principales impulsores de nuestros sueños; al Ingeniero Luis Juiña por haber compartido sus conocimientos y guiarnos a lo largo de la preparación de nuestra profesión además a las personas que nos han apoyado y han hecho que se realice este sueño.

Steven Enríquez

Jonathan Paucar

ABREVIATURAS

INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
ASCE	American Society of Civil Engineers
NEC	Norma Ecuatoriana de la Construcción
ASME	American Society of Mechanical Engineers
DIN	Instituto Alemán para Estandarización
ASTM	American Society of Testing and Materials
CMAA	Crane Manufacturers Association of America
AISC	American Institute of Steel Construction

ÍNDICE GENERAL

CESIÓN DE DERECHOS.....	i
DECLARACIÓN DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	iv
ABREVIATURAS.....	v
ÍNDICE GENERAL.....	vi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
ÍNDICE DE TABLAS	xiv
RESUMEN.....	xvi
ABSTRACT.....	xvii
OBJETIVO.....	xviii
OBJETIVO GENERAL.....	xviii
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	xviii
PROBLEMA	xix
CAPITULO I.....	1
1.1 Introducción.....	1
1.1.1 Antecedentes	1
1.2 Situación actual	1
1.2.1 Descripción de la empresa	2
1.2.2 Localización	2
1.2.3 Macro localización.....	2
1.2.4 Micro localización.....	3
1.3 Layout de la empresa.....	5
1.4 Pórtico	6
1.5 Métodos de factores ponderados	7
1.6 Análisis de alternativas de diseños de pórticos	7

1.6.1	Pórtico tipo T	8
1.6.2	Pórticos tipo A	8
1.6.3	Pórtico tipo PF	9
1.6.4	Semi-pórtico.....	9
1.6.5	De patín ancho.....	10
1.7	Matriz de holmes o matriz de priorización.....	10
1.7.1	Matriz general	12
1.7.2	Matriz de características.....	13
1.7.3	Matriz de capacidad	13
1.7.4	Matriz de altura máxima	14
1.7.5	Matriz de luz	14
1.7.6	Matriz de compatibilidad con polipastos	15
1.7.7	Matriz de compatibilidad de transmisión.....	15
1.8	Resumen de criterios	16
1.8.1	Resumen de la ponderación de cada criterio en la matriz general	16
1.8.2	Matriz final.....	17
CAPITULO II		18
2.1	Factores de dominio	18
2.2	Diseños de Pórticos	18
2.2.1	Pórticos Especiales a momento (PEM).....	19
2.2.2	Pórticos especiales arriostrados concéntricamente (PEAC)	19
2.2.3	Pórticos arriostrados excéntricamente (PAE)	20
2.3	Dimensionamiento de la estructura	20
2.3.1	Peso propio de la estructura principal	21
2.3.2	Peso propio de la viga viajera o testera.....	21
2.3.3	Carga total	21
2.3.4	Clasificación y capacidad de carga	22

2.4	Clase de utilización	22
2.4.1	Estado de Carga.....	23
2.4.2	Grupo de clasificación del aparato.....	24
2.5	Parámetros iniciales de diseño	24
2.5.1	Características geométricas.....	25
2.5.2	Luz.....	25
2.5.3	Altura de elevación	25
2.5.4	Tipología	26
2.6	Esquema del pórtico PF.....	27
2.6.1	Diseño de forma del pórtico PF	28
2.7	Descripción de las vigas principales	29
2.7.1	Descripción de las columnas principales	29
2.7.2	Descripción de las vigas viajeras o testeras	29
2.7.3	Descripción del polipasto.....	30
2.7.4	Descripción del trolley	30
2.7.5	Descripción de moto reductores.....	30
2.7.6	Descripción Gancho y Cadena	30
2.8	Criterio de selección de equipos.....	30
2.8.1	Polipasto.....	30
2.9	Vigas Testeras	33
2.10	Motor reductor	34
2.11	Análisis de cargas	38
2.12	Cargas principales.....	39
2.12.1	Cargas muertas (DL)	39
2.12.1.1	Estimación del peso de la viga principal.	39
2.12.2	Cargas polipasto (TL)	40
2.12.3	Carga de izaje (LL)	40

2.13	Fuentes inerciales verticales (Factores de carga).....	41
2.13.1	Factor de carga muerta(DLF).....	41
2.13.2	Factor de izaje (HLF).....	41
2.13.3	Fuerza de inercia del movimiento (IFD).....	42
	Cargas adicionales.....	42
2.13.4.....		42
2.13.5	Carga de viento (WLO).....	42
2.13.6	Modelo matemático y combinación de cargas	43
2.13.6.1	Combinación de cargas	43
CAPITULO III.....		45
3.1	Diseño del pórtico grúa	45
3.2	Diseño de la Viga principal	45
3.2.1	Diseño de la viga con apoyo solo en los extremos.....	46
3.2.2	Pre-diseño de la viga principal.....	48
3.2.3	Verificación del diseño de la viga principal.....	51
3.3	Análisis de fallas estáticas y de fatiga.	52
3.4	Diseño de la conexión entre la viga principal y la columna.....	57
3.5	Espesor de la placa base	62
3.6	Dimensionamiento de Rigidizadores.....	64
3.7	Diseño de las uniones soldadas	66
3.7.1	Análisis de soldadura	67
3.7.2	Área efectiva en la soldadura de filete	67
3.7.3	Resistencia de la soldadura de filete	68
3.7.4	Resistencia de soldadura:	69
3.8	Diseño de Viga Transportadora.....	70
3.8.1	Diseño de las vigas carrileras a fatiga	71
3.8.2	Selección de ruedas	74

3.9	Diseño del sistema de movimiento de trolley	74
3.9.1	Selección del Motor	76
3.10	Factor de Impacto	82
3.11	Elaboración de los modelos de CAD y planos preliminares	83
3.11.1	Carro polipasto con trolley.....	83
3.11.2	Vigas testeras	84
3.11.3	Viga principal.....	84
3.11.4	Columnas	85
CAPITULO IV.....		86
4.1	Elementos finitos.....	86
4.1.1	Etapas para solucionar un problema de MEF	86
4.2	Matriz de rigidez	87
4.2.1	Elemento finito lineal (Barra biarticulada)	88
4.2.2	Restricciones	91
4.2.3	Apoyos	91
4.2.4	Cargas.....	91
4.2.5	Nodos	91
4.2.6	Mallas.....	92
4.3	Análisis de resultados	92
4.3.1	Simulación en autodesk inventor.	93
4.3.2	Simulación en Solid Works.....	96
4.3.3	Simulación en SAP 2000	99
4.4	Comparación de resultados	101
CONCLUSIONES		103
RECOMENDACIONES		104
REFERENCIAS.....		105
ANEXOS		107

ANEXO 1.....	107
ANEXO 2.....	108
ANEXO 3.....	109
ANEXO 4.....	110
ANEXO 5.....	111
ANEXO 6.....	112
ANEXO 7.....	113

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Mapa de miro Localización.	4
Figura 2. Layout de la empresa Acepromet (Tababela).	5
Figura 3. Distancia de izaje de cargas en la planta de Acepromet (Tababela).....	5
Figura 4. Movimientos principales de un pórtico.	6
Figura 5. Grúa semi pórtico.	9
Figura 6. Presentación de zonas en las que esperan las deformaciones inelásticas. ..	19
Figura 7. Tipos comunes de PEAC (a).....	19
Figura 8. Tipos comunes de PEAC. (b)	20
Figura 9. Tipos más comunes de PAE.	20
Figura 10. Estado de cargada Q3	24
Figura 11. Esquema preliminar de un pórtico PF	27
Figura 12. Diseño de la forma del pórtico.....	28
Figura 13. Vigas viajeras o testeras.....	29
Figura 14. Velocidades recomendadas para el movimiento de diferentes elementos.	32
Figura 15. Factores de servicio de un reductor.	37
Figura 16. Estimación de pesos de vigas	39
Figura 17. Esquema de la viga principal bajo las fuerzas de la combinación de cargas.	44
Figura 18. Diagrama de cuerpo libre-viga principal	45
Figura 19. Diagrama de fuerza cortante-viga.....	49
Figura 20. Diagrama de momentos viga principal.	49
Figura 21. Valores alternativos, medio y del intervalo de ciclo de esfuerzos invertido, repetido y fluctuante.....	53
Figura 22. Relación entre resistencia a la fatiga.	53
Figura 23. Figuras de áreas sometidas al 95% de esfuerzo.....	54
Figura 24. Factores de superficie de varios acabados para el acero.....	56
Figura 25. Modelo utilizado para el cálculo del momento.....	58
Figura 26. Modelo y geometría de conexión de 8 pernos.	59
Figura 27. Sección de la conexión pernada viga-columna.....	60
Figura 28. Esquema de conexión viga-columna	61
Figura 29. Diseño de placa con rigidizadores para 8 pernos.....	63
Figura 30. Geometría de rigidizadores para la conexión.	65
Figura 31. Soldaduras de filete según AISI	69

Figura 32. Diagrama de cuerpo libre viga-testera.....	70
Figura 33. Diagrama de cortante viga testera.....	70
Figura 34. Diagrama de momento.....	70
Figura 35. Cuadro de selección de ruedas.....	75
Figura 36. Diagrama de fuerzas de la rueda.....	77
Figura 37. Factores recomendados según el tipo de servicio.....	79
Figura 38. Valores recomendados para la fricción en rodadura.....	79
Figura 39. Aceleraciones típicas de arranques de motores.	80
Figura 40. Valores recomendados para el factor de aceleración de torque.....	80
Figura 41. Selección de motores eléctricos.....	81
Figura 42. Carga de impacto.	82
Figura 43. CAD carro polipasto/trolley	83
Figura 44. CAD vigas testeras.	84
Figura 45. CAD viga principal.....	84
Figura 46. CAD placa base para sujeción viga/columna	84
Figura 47. CAD de las columnas y placa de sujeción.....	85
Figura 48. Elemento lineal	88
Figura 49. Nodos y elementos de unos elementos analizado por MEF.	92
Figura 50. Cargas y restricciones en el pórtico	93
Figura 51. Análisis de viga principal – Inventor (Malla estándar)	93
Figura 52. Análisis de viga principal – Inventor (Malla tipo 1).....	94
Figura 53. Análisis de viga principal – Inventor (Malla tipo 2).....	94
Figura 54. Análisis de viga principal – Inventor (Malla tipo 3).....	95
Figura 55. Análisis de la viga principal Solid Works	96
Figura 56. Análisis de viga principal – Solid Works (Malla estándar),.....	97
Figura 57. Análisis de viga principal – Solid Works (Malla tipo 1).....	97
Figura 58. Análisis de viga principal – Solid Works (Malla tipo 2).....	97
Figura 59. Análisis de viga principal – Solid Works (Malla tipo 3).....	98
Figura 60. Análisis de viga principal – Sap2000 (Malla estándar).....	99
Figura 61. Análisis de viga principal – Sap2000 (Malla tipo	99
Figura 62. Análisis de viga principal – Sap2000 (Malla tipo 2).....	100
Figura 63. Análisis de viga principal – Sap2000 (Malla tipo 3).....	100

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Ponderaciones para ubicación de pórtico.....	4
Tabla 2. Criterios a comparar pórtico tipo T.....	8
Tabla 3. Criterios a comparar pórtico tipo A.	8
Tabla 4. Criterios a comparar pórtico tipo PF.....	9
Tabla 5. Criterios a comparar de un semi-pórtico.....	10
Tabla 6. Criterios de un pórtico de patín ancho.	10
Tabla 7. Valores numéricos para cada criterio.....	11
Tabla 8. Matriz general de criterios empleados en un puente grúa.....	12
Tabla 9. Matriz de características.....	13
Tabla 10. Matriz de capacidad.	13
Tabla 11. Matriz de altura máxima	14
Tabla 12. Matriz luz	14
Tabla 13. Matriz de compatibilidad con polipastos	15
Tabla 14. Matriz de compatibilidad de transmisión.....	15
Tabla 15. Resumen global de criterios.....	16
Tabla 16. Ponderación de cada criterio en la matriz general.	16
Tabla 17. Matriz final de ponderación.	17
Tabla 18. Cargas totales sobre las vigas.....	21
Tabla 19. Clase de utilización	22
Tabla 20. Tipos de cargas del aparato.....	23
Tabla 21. Grupos de clasificación.....	24
Tabla 22 .Especificaciones de diseño.....	25
Tabla 23. Grupo ISO en función de tipo de servicio y tiempo de operación.....	31
Tabla 24. Datos de velocidades.....	32
Tabla 25. Características carro-polipasto.....	33
Tabla 26. Características del testero 250250.....	34
Tabla 27. Características del motor Z,38-LA80M4	36
Tabla 28. Aplicaciones de cada tipo de carga de un reductor.	37
Tabla 29. Características de reductor.	38
Tabla 30. Cuadro de comparación entre perfiles	48
Tabla 31. Tipos de conexión soldadas.	66
Tabla 32. Tamaños mínimos para la soldadura de filete.....	67
Tabla 33. Metal de aporte compatible para metal base.	68

Tabla 34. Resistencia del electrodo.....	68
Tabla 35. Factor de resistencia del acero.	72
Tabla 36.Cargas muertas requeridas para la selección de las ruedas del trolley.....	74
Tabla 37 Cargas vivas requeridas para la selección de las ruedas del trolley.....	74
Tabla 38. Características de motor.....	81
Tabla 39. Comparación de resultados software 1	95
Tabla 40. Comparación de datos software 2,	98
Tabla 41. Comparación de datos software 3	101
Tabla 42. Comparación de mallado estándar.	101
Tabla 43. Comparación de mallado tipo 1	102
Tabla 44. Comparación de mallado	102

RESUMEN

Las empresas dedicadas a la metal-mecánica, están encargadas de cumplir las diferentes necesidades presentes en el mercado actual, donde hoy por hoy la mala industria, competencia deshonestas y la corrupción han ido contaminando este campo laboral. Una empresa local que busca el progreso continuo y a su vez el creciendo en este ámbito tan competitivo, se planteó una mejora para la manufactura dentro de la planta, la cual consiste en el izaje de carga (materia prima, elementos mecánicos, traslado de equipos, entre otros). La cual requiere el diseño de un pórtico para izaje de carga de 12 toneladas, el cual cumple con los requerimientos necesarios.

Se propuso realizar el diseño y simulación de un pórtico tipo Pf, para el izaje de carga, el cual tiene una capacidad de 12 toneladas, para un servicio moderado validado por el manual de la CMAA. El pórtico poseerá una luz de 5 metros, con una altura de izaje de 5,5 metros donde el sistema mecánico poseerá 3 movimientos principales tales como elevación, traslación longitudinal, y traslación transversal.

El estudio, también tiene que garantizar el óptimo funcionamiento de la estructura. Esto se realizó a través de simulaciones por elementos finitos, obteniendo resultados, se procedió a realizar planos finales del diseño.

Palabras Clave: Pórtico, Izaje, Diseño, Luz, Elementos Finitos

ABSTRACT

The companies dedicated to metal-mechanics, are responsible for meeting the different needs present in the current market, where today the bad industry, dishonest competition and corruption have been contaminating this labor field. A local company seeks continuous progress and, at the same time, growing in this very competitive field, proposed an improvement for manufacturing within the plant, which consists of lifting the load (raw material, mechanical elements, equipment transfer, among others). Which requires the design of a 12 ton load lifting gantry, which meets the necessary requirements.

It was proposed to carry out the design and simulation of a Pf type gantry (for the lifting of cargo, which has a capacity of 12 tons) for a moderate service validated by the CMAA manual. The porch will have 5 meters of lighth, with a lifting height of 5.5 meters where the mechanical system will have 3 main movements such as elevation, longitudinal translation, and transverse translation.

The study also has to guarantee the optimal functioning of the structure. This was done through finite element simulations, after obtaining the results, we proceeded to make the final plans of the design.

Key Works:Pórtico, Izaje, Design, Light, Finite Elements.

OBJETIVO

OBJETIVO GENERAL

Diseñar y simular un pórtico para izaje de carga, con una capacidad de 12 toneladas y 5 metros de luz activado desde el nivel inferior del apoyo.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar un pórtico, con el propósito de ofrecer una disminución en el tiempo promedio de izaje de carga, con el apoyo de una simulación, que pueda recomendar una solución al uso excesivo de personal.
- Analizar la información necesaria acerca de los diferentes tipos de pórticos, estableciendo parámetros necesarios para el diseño del pórtico.
- Diseñar elementos y componentes para comparar los diferentes esfuerzos generados, así como el factor de seguridad.
- Comprobar y afirmar resultados mediante la simulación en software especializado
- Analizar resultados obtenidos de la simulación para encontrar el diseño más óptimo del pórtico.

PROBLEMA

Frecuentemente en las pequeñas industrias donde se moviliza cargas pesadas el uso excesivo de personal está presente ya sea para trasladar, cargar, descargar, lo cual puede producir riesgos altos al personal si no se lleva un control riguroso del mismo y a su vez ocasiona tiempos muertos en la producción de la empresa, lo cual genera cuellos de botella.

Dentro del diseño del pórtico eléctrico desplazable, uno de los factores más relevantes a considerar es la capacidad que este podrá trasladar sin necesidad de utilizar demasiado personal.

CAPITULO I

1.1 Introducción

1.1.1 Antecedentes

Actualmente el crecimiento de diferentes empresas, avance tecnológico, la buena y mala competencia hacen que la industria sea tan cambiante con el tiempo, por ende, las empresas buscan factores innovadores que hagan de la empresa una proveedora constante. Un factor innovador es la incorporación de un sistema para izaje de carga que ocupe un espacio físico en el área de trabajo, el mismo posee con un diseño y simulación para distintos casos.

En la planta al poseer una gran diversidad de elementos ambiguos para el izaje de carga y no enfocarse en el mejoramiento de dichos componentes, causan que cada vez las demandas sean más exigentes al izar carga, las estructuras van aumentando en esbeltez como en dimensionamiento, los elementos mecánicos son de mayor tamaño lo cual se relacionan con mayor peso y esfuerzo que debe soportar dicha estructura.

Dicho pórtico requiere mover estos elementos durante el proceso de manufactura en las instalaciones, es decir, desde que entró a la planta hasta el término de la manipulación de cualquier elemento. Una vez embarcado en los vehículos pesados los cuales se encargarán de llevar los componentes hasta su montaje final [1].

Dentro de una empresa el embarque y desembarque de materia prima, cargas pesadas, estructuras, entre otras cosas, el uso excesivo de personal es evidente lo cual produce tiempos muertos, esto es contraproducente para la empresa, al tener personal fuera de sus áreas de trabajo para el izaje de carga, tiene como resultado una baja producción.

Se diseñó y simuló un pórtico para izaje de carga con una capacidad de 12 toneladas y una luz de 5 metros, para el análisis de diferentes casos el cual contrarrestará los tiempos muertos y a su vez mejorará el proceso de izaje de carga dentro de la planta.

1.2 Situación actual

En la actualidad la empresa Aceros y procesos metal mecánicos (Acepromet) pese a la crisis existente, la alta sobrepoblación y la constante migración que sufre el país, ha logrado conseguir fuentes de trabajo, distribuidas en las áreas de mecanizados y soldadura dentro de la planta, provocando un incremento en la producción. Sin

embargo, el proceso de izaje de carga a traído ciertos inconvenientes dentro de la planta. Esto se debe a un proceso que exige demasiado tiempo al momento de izar carga, dentro de este proceso de izaje de carga en la planta se requiere el uso de demasiado personal, puesto que a un trabajador le es imposible trasladar cargas pesadas, por lo que solicita personal de otras áreas para el izaje cargas, produciendo una baja en la productividad, cuellos de botellas y a la vez la inconformidad de operarios y jefes.

La empresa dispone de un pórtico manual de 5 toneladas el cual necesita un mínimo de 3 personas para el izaje de cargas dentro del taller. El objetivo del diseño y simulación del pórtico es mejorar el proceso de izaje de carga dentro de la planta, aumentar la capacidad y reducir el personal que se usa con el mejoramiento del diseño que satisfaga las necesidades que requieras en este proyecto.

1.2.1 Descripción de la empresa

La empresa Acepromet es una empresa dedicada a la mecánica de precisión con más de veinte y cinco años en el mercado, la cual cuenta con infraestructura y la tecnología adecuada para la fabricación de elementos de precisión y a su vez ha ido incursionando en el ámbito estructural. Fue fundada en la ciudad de Quito - Ecuador, con el objetivo de diseñar y construir equipos electromecánicos y estructuras para las diferentes industrias.

1.2.2 Localización

El proyecto mencionado se encuentra ubicado en el interior de la empresa Acepromet en el área de soldadura.

1.2.3 Macro localización

Se encuentra localizada en el cantón Quito, capital de la República del Ecuador. Los datos generales de Quito son:

Localización:	Región Sierra a 2 800 metros sobre el nivel del mar
Población:	2 690 150 millones de habitantes
Altitud:	2,850 m / 9,350 pies
Temperatura:	50 a 77 grados Fahrenheit (10 a 25 grados centígrados)
Provincia:	Pichincha

Moneda:	Dólar americano
Idioma:	español
Fundación:	6 de diciembre de 1934

1.2.4 Micro localización

Se encuentra ubicado en el Distrito Metropolitano de Quito, en la parroquia de Tababela.

Provincia:	Pichincha
Cantón:	Quito
Parroquia:	Tababela
Elevación:	2411 metros / 7910 pies
Latitud:	-0.183333
Longitud:	-78.3333

Para la micro localización del proyecto se consideró algunos factores como son:

Infraestructura y medios de acceso.

Capacidad del izaje de carga.

Topografía.

Condiciones legales.

La micro localización del proyecto se puede observar en la Figura. 1.

1.3 Layout de la empresa

El objetivo del layout es visualizar las cargas y distancias de izaje en la planta, observar la configuración de la planta con el fin de desarrollar un planteamiento de diseño que satisfaga las necesidades presentes en la planta, representado en la Figura 2.

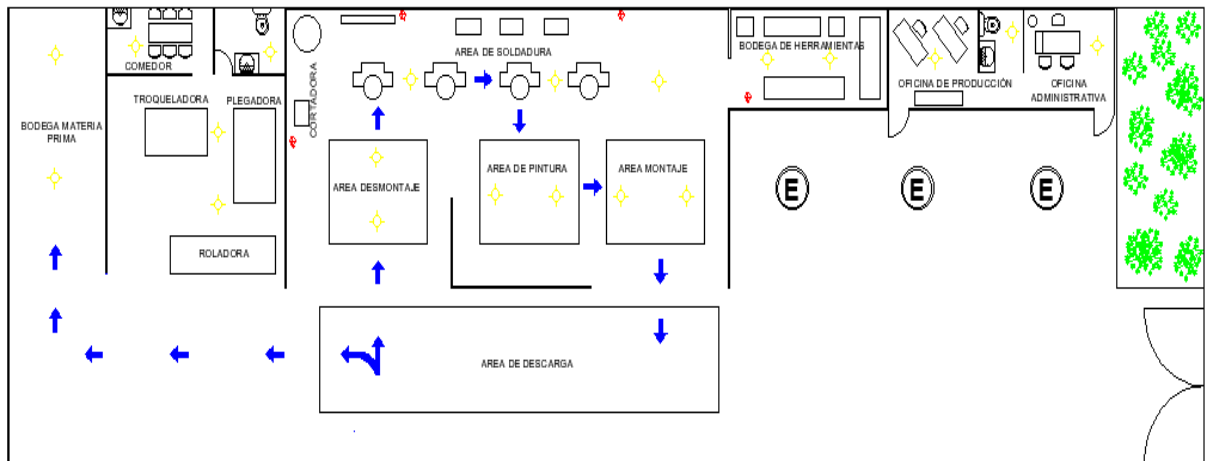


Figura 2. Layout de la empresa Acepromet (Tababela).

Las flechas de color azul en la Figura. 2, indica el flujo del izaje de cargas que se realizan en la planta de Tababela, se maneja cargas que fluctúan entre una tonelada y diez toneladas, las cargas recorren distancias aproximadas de 14 metros, el trayecto que recorren ciertas cargas son unas más que otras debido al trabajo que se requiera, las cargas como materia prima irán a la bodega y otras se desplazaran dentro de la planta.

En la Figura. 3, se puede ver lo siguiente:

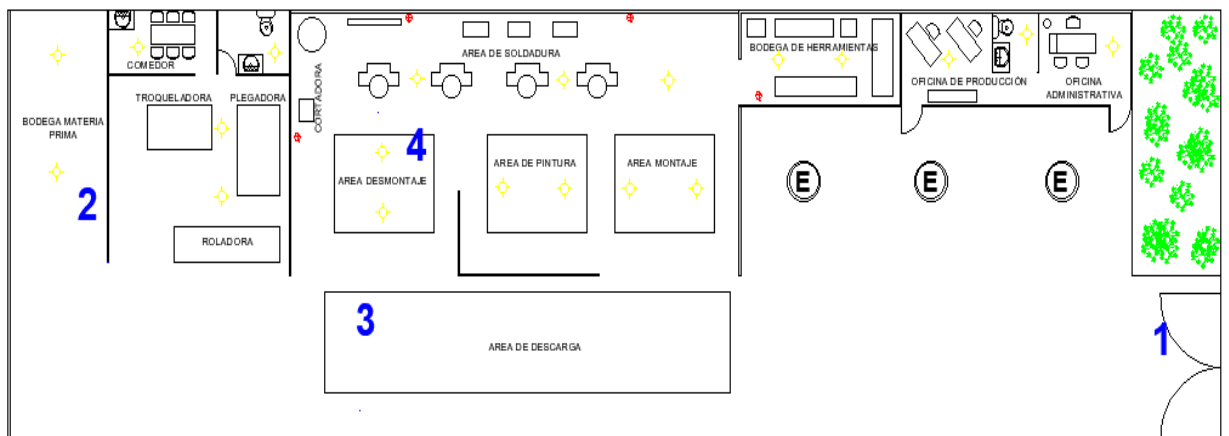


Figura 3. Distancia de izaje de cargas en la planta de Acepromet (Tababela).

Del punto 1 al punto 2, son las cargas que recorren distancias aproximadas de 25 metros entre el ingreso a la planta hasta el bodegaje de materiales, son cargas denominadas materia prima como planchas, tubos, varillas, perfilería, entre otras. El peso varía de acuerdo al material existente.

Del punto 1 al punto 3, son cargas que recorren distancias de 15 metros desde el ingreso hasta el área de descarga, que son elementos mecánicos que llegan a la empresa para su manufactura, sus pesos varían entre 1 ton a 4 ton.

Del punto 3 al 4, se recorre una distancia entre 4 a 5 metros, de acuerdo al trabajo que se requerían hacer dentro de la planta, donde la carga será trasladada al área correspondiente.

1.4 Pórtico

Un pórtico se define como un mecanismo conformado por diversos elementos mecánicos, que componen dispositivos, los cuales tienen como finalidad la distribución de cargas ligeras como pesadas dentro de un espacio físico.

Cualquiera que sea el diseño de un pórtico, este cubre un espacio volumétrico dentro de una planta y el izaje de la carga se puede mover en las tres dimensiones [2].

En la Figura. 4 se observa los principales movimientos de un pórtico:

1. Movimiento vertical de elevación y descenso de la carga.
2. Movimiento horizontal de traslación del carro/polipasto a lo largo de la viga.
3. Movimiento horizontal de traslación de toda la estructura a lo largo del camino de rodadura del pórtico.

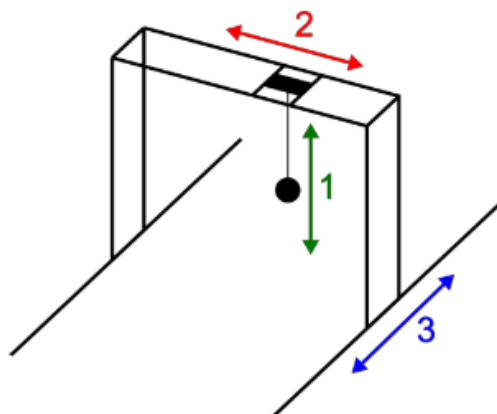


Figura 4. Movimientos principales de un pórtico.

1.5 Métodos de factores ponderados

Para la selección de un proyecto se debe tener en cuenta diferentes factores que son importantes, por lo cual se utilizará el método de factores ponderados (Método de localización que introduce objetividad en el proceso de identificación de costes de difícil evolución)[3].

El método de los factores ponderados comprende seis pasos:

1. A cada factor se le asigna un valor en la ponderación que refleja la importancia en los objetivos de la empresa.
2. Los factores tienen una escala dada a conveniencia del estudio.
3. Cuantificar cada factor en la ponderación.
4. Cada factor es multiplicado por las características de capacidad, altura máxima, entre otras.
5. Se hace una recomendación en función de la máxima puntuación, teniendo en cuenta el resultado con los diferentes enfoques.
6. Con la puntuación máxima, se realiza una retroalimentación teniendo en cuenta los resultados y posibles enfoques obtenidos entre las diversas alternativas.

1.6 Análisis de alternativas de diseños de pórticos

Existe una gran diversidad de diseños de pórticos para el izaje de carga, el objetivo es analizar las diferentes alternativas y seleccionar aquella que cumpla todas las necesidades requeridas, entre las opciones se tiene:

Pórticos tipo T

Pórticos tipo A

Pórticos tipo E

Pórticos tipo PF

Semi-pórtico

De patín ancho

1.6.1 Pórtico tipo T

Poseen una posibilidad de ajuste en el claro, altura y distancia entre ruedas. Su flexibilidad de ajuste permite usarlas en pisos irregulares y que pasen por puertas y pasillos, así como por debajo de entrepisos u otros obstáculos aéreos [4].

En la Tabla 2, se describe los criterios a evaluar de los pórticos de tipo T.

Tabla 2. Criterios a comparar pórtico tipo T

Análisis de Estudio	
Características	Triple ajuste: claro, altura y distancia entre ruedas.
Capacidad	9.000 kg
Altura máxima	7,3 m (Altura Total)
Luz	Hasta 12 m
Compatible con polipasto y carros motorizados	SI
Compatible con juegos de transmisión	NO

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar

1.6.2 Pórticos tipo A

De acuerdo con la capacidad de carga de los pórticos tipo A, se pueden dividir en un pórtico ligero y un pórtico pesado, debido a que el pórtico cuenta con una estructura ajustable, con la capacidad de izar carga pequeña y a la vez pesada, favoreciendo a sus características.

En la Tabla 3, se describe los criterios a evaluar de un pórtico tipo A.

Tabla 3. Criterios a comparar pórtico tipo A.

Análisis de Estudio	
Características	Mayor claro libre; modelos de altura ajustable
Capacidad	9.000 kg
Altura máxima	4,9 m (Altura Total)
Luz	Hasta 12 m
Compatible con polipasto y carros motorizados	NO
Compatible con juegos de transmisión	NO

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar

1.6.3 Pórtico tipo PF

Grúa cuyo elemento portador se apoya sobre un camino de rodadura por medio de patas de apoyo. Se diferencia de la grúa puente en que los raíles de desplazamiento están en un plano horizontal muy inferior al del carro [5]. En la Tabla 4, se observa los criterios de evaluación de un pórtico tipo PF.

Tabla 4. Criterios a comparar pórtico tipo PF

Análisis de Estudio	
Características	Gran capacidad y altura con mayores alcances
Capacidad	13.600 kg
Altura máxima	10,7 m (Altura Total)
Luz	Hasta 15 m
Compatible con polipasto y carros motorizados	SI
Compatible con juegos de transmisión	SI

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar

1.6.4 Semi-pórtico

Es un aparato de elevación que se desplaza sobre el suelo y presenta forma de pórtico de una luz moderada; se trata, por tanto, de una especie de puente grúa provista de apoyos. Si la grúa pórtico se encuentra apoyada en uno de sus extremos (paredes de edificaciones), se les otorga el nombre de semipórtico [6].

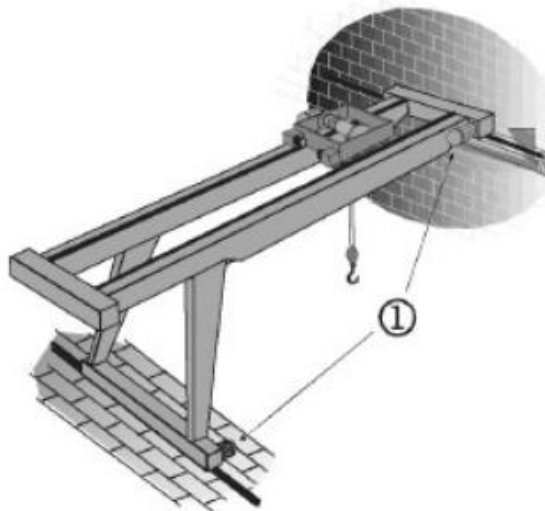


Figura 5. Grúa semi pórtico [6].

En la Tabla 5, se puede ver los criterios de evaluación de un semipórtico

Tabla 5. Criterios a comparar de un semi-pórtico

Análisis de Estudio	
Características	Máximo, provecho del espacio del piso
Capacidad	13.600 kg
Altura máxima	10,7 m (Altura Total)
Luz	Hasta 15 m
Compatible con polipasto y carros motorizados	SI
Compatible con juegos de transmisión	SI

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar

1.6.5 De patín ancho

Según la CMAA los pórticos de patín ancho ofrecen una alta resistencia, rigidez y duración, estos pórticos contribuyen a soluciones de izaje de carga para elevaciones de servicio prolongado, es decir, para cualquier tipo de aplicación requerida en una gran longitud [4]. En la Tabla 6, se consigue ver los criterios de evaluación de patín ancho.

Tabla 6. Criterios de un pórtico de patín ancho.

Análisis de Estudio	
Características	Para aplicación especiales
Capacidad	13.600 kg
Altura máxima	10,7 m (Altura Total)
Luz	Hasta 16,8 m
Compatible con polipasto y carros motorizados	SI
Compatible con juegos de transmisión	SI

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar

1.7 Matriz de holmes o matriz de priorización

La aplicación de la matriz de priorización conlleva un paso previo la determinación de las opciones sobre las cuales se decidirá, así como de identificación de criterios y la valoración del peso o ponderación que cada uno de ellos tendrá en la toma de decisiones [7].

Para obtener la matriz de priorizaciones se consideran criterios que se mostrarán en la Tabla 7, donde se puede observar los valores asignados a cada uno de los criterios a

evaluar en las matrices; además, poder reflejar la importancia de la planta en ciertos criterios de análisis .

Tabla 7. Valores numéricos para cada criterio.

Igualmente importante	5
Significativamente importante	8
Excesivamente más importante	10
Significativamente menos importante	3
Excesivamente menos importante	1

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar

En la selección previa del diseño y posterior simulación, se procede a efectuar una matriz la cual ayudará a comparar la información obtenida de los diferentes tipos de pórticos basándose en características para su elección y conveniencia del proyecto, de esta manera se elegirá la mejor opción que permita un óptimo diseño para el izaje de carga dentro de la planta.

Para la comparación se tiene en cuenta las características principales, capacidad estándar, altura máxima, luz, compatibilidad con polipastos y carros motorizados, compatibilidad con juegos de transmisión.

1.7.1 Matriz general

En la Tabla 8, se describe la matriz general, la cual compara los criterios entre sí, para poder llegar a la ponderación que tendrá cada criterio [8], los cuales se confrontan para obtener un valor numérico, representativo entre los diferentes factores.

Tabla 8. Matriz general de criterios empleados en un puente grúa.

Criterio	Características	Capacidad	Altura máxima	luz	Comp. con polipastos	Comp. con juego de transmisión	Suma	Ponderación
Características		8	10	8	5	5	36	0,237
Capacidad	5		5	3	1	3	17	0,112
Altura máxima	8	3		3	1	1	16	0,105
Luz	5	8	1		5	10	29	0,191
Comp. con polipastos	1	3	8	8		10	30	0,197
Comp. con juego de transmisión	5	3	1	10	5		24	0,158
Total							152	1

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar

1.7.2 Matriz de características

En la Tabla 9, se describe la comparación de los distintos criterios de los pórticos mediante una matriz tipo- L, los cuales se confrontan con los demás [4].

Tabla 9. Matriz de características.

Características	Tipo T	Tipo A	Tipo PF	Tipo Semi pórtico	Tipo patín ancho	Suma	Ponderación
Tipo T		5	3	3	3	32	0,127
Tipo A	5		1	3	3	27	0,107
Tipo PF	8	10		8	8	54	0,214
Tipo Semi pórtico	10	5	5		8	46	0,183
Tipo patín ancho	10	8	5	8		41	0,163
Total						252	

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar

1.7.3 Matriz de capacidad

En la Tabla 10 se compara la capacidad de cada pórtico y se la pondera.

Tabla 10. Matriz de capacidad.

Capacidad	Tipo T	Tipo A	Tipo PF	Tipo Semi pórtico	Tipo patín ancho	Suma	Ponderación
Tipo T		8	3	3	3	32	0,914
Tipo A	8		3	3	3	32	0,914
Tipo PF	10	5		1	1	35	1,000
Tipo Semi pórtico	10	5	1		1	35	1,000
Tipo patín ancho	10	5	1	1		35	1,000
Total						218	

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar

1.7.4 Matriz de altura máxima

La Tabla 11 compara la altura máxima de cada pórtico y se la pondera.

Tabla 11. Matriz de altura máxima

Altura	Tipo T	Tipo A	Tipo PF	Tipo Semi pórtico	Tipo patín ancho	Suma	Ponderación
Tipo T		8	5	5	5	27	0,818
Tipo A	8		3	3	3	33	1,000
Tipo PF	5	8		1	1	33	1,000
Tipo Semi pórtico	5	8	1		1	33	1,000
Tipo patín ancho	5	8	1	1		33	1,000
Total						210	

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar-

1.7.5 Matriz de luz

En la Tabla 12 confiere la luz máxima de cada pórtico.

Tabla 12. Matriz luz

Luz	Tipo T	Tipo A	Tipo E	Tipo PF	Tipo Semi pórtico	Tipo patín ancho	Suma	Ponderación
Tipo T		8	10	5	5	1	32	0,889
Tipo A	8		10	5	5	1	32	0,889
Tipo E	3	3		1	1	1	14	0,389
Tipo PF	5	5	10		5	1	34	0,944
Tipo Semi pórtico	5	5	10	1		5	34	0,944
Tipo patín ancho	8	8	10	1	1		36	1,000
Total							203	

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar-

1.7.6 Matriz de compatibilidad con polipastos

La Tabla 13 representa la compatibilidad con polipastos de cada pórtico luego se la pondera.

Tabla 13. Matriz de compatibilidad con polipastos

Comp. Polipasto	Tipo T	Tipo A	Tipo PF	Tipo Semi pórtico	Tipo patín ancho	Suma	Ponderación
Tipo T		10	1	1	1	33	1,000
Tipo A	1		1	1	1	24	0,727
Tipo PF	1	10		1	1	33	1,000
Tipo Semi pórtico	1	10	1		1	33	1,000
Tipo patín ancho	1	10	1	1		33	1,000
Total						204	

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar

1.7.7 Matriz de compatibilidad de trasmisión

En la Tabla 14 refiere la compatibilidad de trasmisión de cada pórtico, el desplazamiento de gran volumen y gran capacidad luego se la pondera.

Tabla 14. Matriz de compatibilidad de trasmisión

Comp. Juegos Mot.	Tipo T	Tipo A	Tipo PF	Tipo Semi pórtico	Tipo patín ancho	Suma	Ponderación
Tipo T		10	1	1	1	33	0,786
Tipo A	10		1	1	1	33	0,786
Tipo PF	10	10		1	1	42	1,000
Tipo Semi pórtico	10	10	1		1	42	1,000
Tipo patín ancho	10	10	1	1		42	1,000
Total						258	

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar-

1.8 Resumen de criterios

La Tabla 15 se presenta la recopilación de los distintos resultados, que se obtienen en las diferentes matrices de comparación de criterios.

Tabla 15. Resumen global de criterios.

	Características	Capacidad	Altura máxima	luz	Comp. con polipastos	Comp. con juego de transmisión
Tipo T	0,127	0,914	0,818	0,889	1	0,786
Tipo A	0,107	0,914	1	0,889	0,727	0,786
Tipo PF	0,214	1	1	0,944	1	1
Tipo Semi pórtico	0,183	1	1	0,944	1	1
Tipo patín ancho	0,163	1	1	1	1	1

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar

1.8.1 Resumen de la ponderación de cada criterio en la matriz general

La Tabla 16 muestra los datos sobre la ponderación de cada criterio obtenido de la matriz general, se ocuparán estos datos para la obtención de una matriz final.

Tabla 16. Ponderación de cada criterio en la matriz general.

	Características	Capacidad	Altura máxima	luz	Comp. con polipastos	Comp. con juego de transmisión
Ponderación	0,237	0,112	0,105	0,191	0,197	0,158

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar-

1.8.2 Matriz final

La Tabla 17 define el final de la ponderación correspondiente, se observa que tiene dos columnas una de total que es la sumatoria de todos los valores calculados y la ordena a conveniencia, la cual indica que el pórtico de tipo PF satisface las necesidades del izaje de carga y la luz.

Tabla 17. Matriz final de ponderación.

	Características	Capacidad	Altura máxima	luz	Comp. con polipastos	Comp. con juego de transmisión	Total	Orden de conveniencia
Tipo T	0,030099	0,102368	0,08589	0,169799	0,197	0,124188	0,709	4°
Tipo A	0,025359	0,102368	0,105	0,169799	0,143219	0,124188	0,670	5°
Tipo PF	0,050718	0,112	0,105	0,180304	0,197	0,158	0,803	1°
Tipo Semi pórtico	0,043371	0,112	0,105	0,180304	0,197	0,158	0,796	3°
Tipo patín ancho	0,038631	0,112	0,105	0,191	0,197	0,158	0,802	2°

Fuente: Steven Enríquez y Jonathan Paucar-

CAPITULO II

2.1 Factores de dominio

Capacidad: En la estructura están presentes varias cargas, donde la carga límite existente en la misma se considera como capacidad.

Costo: Se refiere a qué tan costoso será el proyecto diseñado, tomando en cuenta los factores de peso, material, mano de obra y tiempo.

Mantenimiento: Describe la facilidad con la cual el mantenimiento del pórtico se realizará una vez que este se encuentre en operación.

Versatilidad: Es la característica que describe cómo se adapta la solución a los requerimientos del problema.

Optimización: Se refiere al manejo de la materia prima, elementos mecánicos entre otros, relacionado al espacio ocupado por la maquinaria.

Entorno: Son las condiciones ambientales del medio tales como tipo de suelo, carga sísmica, velocidad del viento, humedad relativa, polvo que alteran las condiciones de funcionamiento de la estructura.

Factibilidad técnica: Se refiere al conjunto mecánico (pórtico para izaje de carga) que se va a diseñar, es posible construirlo por los métodos actualmente vigentes para la fabricación (corte, soldadura, doblado, mecanizado, entre otros).

Seguridad: Describe los riesgos que pueden ser causados por los movimientos del pórtico.

Disponibilidad de equipos: Se refiere a que si los equipos auxiliares y equipos seleccionados para el correcto funcionamiento del pórtico son de fácil adquisición para el óptimo funcionamiento del pórtico.

2.2 Diseños de Pórticos

Los pórticos se clasifican de la siguiente manera:

- Pórticos especiales a momento (PEM)
- Pórticos especiales arriostrados concéntricamente (PEAC)
- Pórticos arriostrados excéntricamente (PAE)

2.2.1 Pórticos Especiales a momento (PEM)

Los pórticos son capaces de resistir deformaciones inelásticas cuando se encuentran sometidos a fuerzas resultantes provocadas por el sismo. Se espera que la mayoría de las deformaciones inelásticas ocurran en las articulaciones plásticas de las vigas con limitada fluencia en las zonas de panel. También se espera que ocurran deformaciones inelásticas en las bases de las columnas como se muestra en la Figura 6 [9].

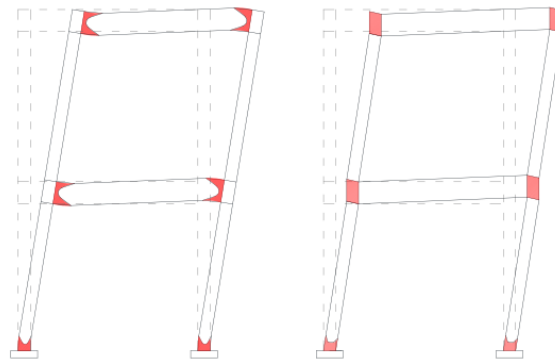


Figura 6. Presentación de zonas en las que esperan las deformaciones inelásticas.

2.2.2 Pórticos especiales arriostrados concéntricamente (PEAC)

Los pórticos son sistemas estructurales en los cuales los ejes centroidales de los miembros que se conectan a una junta se interceptan en un punto para formar una armadura vertical que resiste las fuerzas laterales.

En la Figura 7 se muestra los tipos comunes de PEAC.

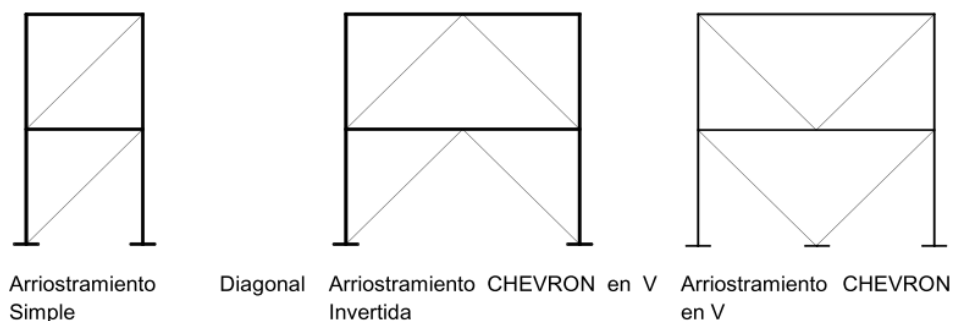


Figura 7. Tipos comunes de PEAC (a)

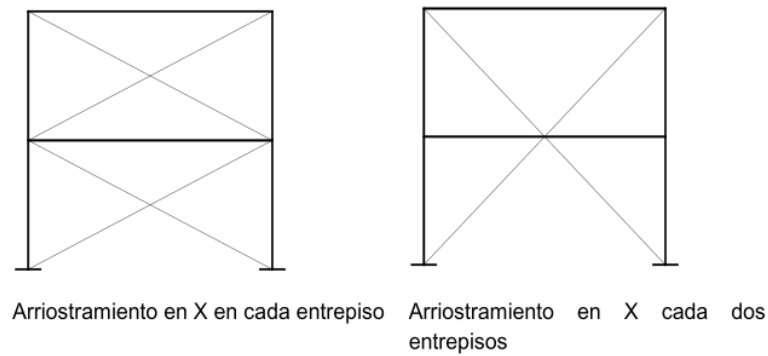


Figura 8. Tipos comunes de PEAC. (b)

2.2.3 Pórticos arriostrados excéntricamente (PAE)

Los Pórticos son sistemas estructurales similares a los pórticos arriostrados concéntricamente (PAC) que se forman por varias columnas y arriostramientos diagonales. Los arriostramientos diagonales, columnas y los segmentos de vigas fuera de los vínculos deben ser diseñados para permanecer en el rango elástico ante las máximas cargas generadas en el vínculo debido a su incursión en la zona de fluencia y de endurecimiento por deformación [10].

En la Figura 9 se muestra los tipos comunes de PAE.

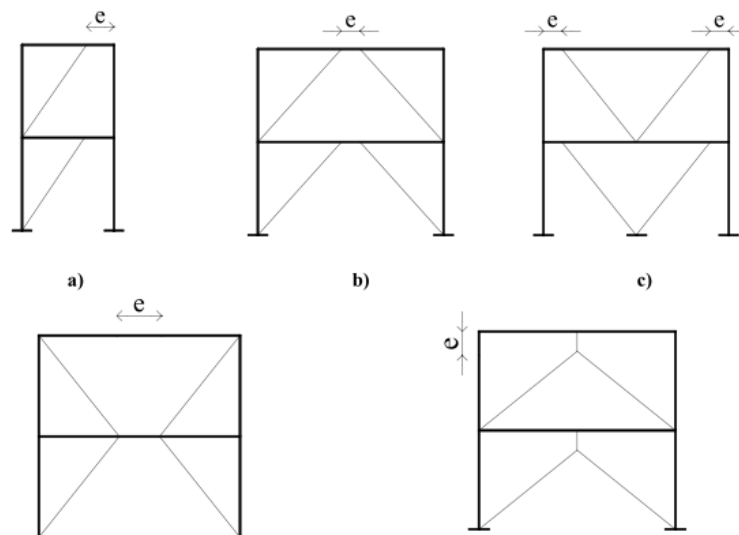


Figura 9. Tipos más comunes de PAE.

2.3 Dimensionamiento de la estructura

La capacidad nominal del pórtico serán datos proporcionados por la carga máxima de 12 toneladas métricas. A este valor se le suma el peso del gancho con el dispositivo de elevación de carga (Polipasto).

2.3.1 Peso propio de la estructura principal

En la construcción del pórtico en un principio se va a desconocer el perfil de la viga principal debido al peso de esta viga y la diversidad de perfiles existentes en el mercado ecuatoriano, se realizará una hipótesis la cual se basa en la selección preliminar de un perfil para proceder hacer los primeros cálculos. Se tomará un perfil del Manual de Construcción de Acero del Institución americano de la construcción en Acero (AISC). Se tomará como base perfiles IPN o IPE, optando por dimensiones altas y de esta forma estar dentro de un rango de seguridad.

2.3.2 Peso propio de la viga viajera o testera

Se realizará el mismo proceso para el cálculo de la viga testera. Al desconocer un perfil se elaborará una hipótesis que permita seleccionar un perfil de ejemplo para realizar los cálculos pertinentes. Se optará por un perfil rectangular de mayores dimensiones y más esbelto.

2.3.3 Carga total

En la Tabla 18 se ha resumido los pesos que soportará la viga principal:

Tabla 18. Cargas totales sobre las vigas.

Carga Nominal	Carro	Puente	Total	Viga testera
12 ton	2 ton	7.5 ton	19.5 ton	2 ton

La hipótesis de unificación de carga en una carga puntual y concentrada se profundizará en el apartado dedicado a las solicitaciones. En este momento se considera que esto es así [11].

En la carga de 2 toneladas correspondiente al carro, está considerado los pesos del motor y sistema de elevación de cargas. Además, el peso de los motores que darán el movimiento de las vigas carrileras no será tomado en cuenta, puesto que el peso es significativo en comparación a otras cargas existentes.

2.3.4 Clasificación y capacidad de carga

La norma UNE 58112-1:1991, establece una clasificación general para los aparatos de elevación, partiendo del número máximo de ciclos de maniobra previstos durante la vida útil del aparato y de un parámetro denominado estado de carga. Se considera que un ciclo de maniobra se inicia en el momento en que una carga está preparada para ser desplazada y finaliza cuando el aparato está dispuesto para desplazar la siguiente carga [2].

2.4 Clase de utilización

La clasificación es muy importante, se toma como principal variable el número de ciclos de maniobra a lo largo de la vida útil del aparato. El número total de ciclos de maniobra es la suma de todos los ciclos de maniobra efectuados durante la vida especificada por el aparato de elevación, entendiéndose como ciclo de maniobra el lapso de manutención de una carga y el momento en el que la maquinaria se encuentra preparada para izar. En la Tabla 19 se muestra la clase de utilización en función del número máximo de ciclos de maniobra.

Tabla 19. Clase de utilización

Clase de Utilización	Número máximo de ciclos de maniobra	Observaciones
U ₀	1,6 x 10 ⁴	Utilización ocasional
U ₁	3,2 x 10 ⁴	
U ₂	6,3 x 10 ⁴	
U ₃	1,25 x 10 ⁵	
U ₄	2,5 x 10 ⁵	Utilización regular en servicio ligero
U ₅	5 x 10 ⁵	Utilización regular de servicio intermitente
U ₆	1 x 10 ⁶	Utilización regular en servicio intensivo
U ₇	2 x 10 ⁶	Utilización Intensiva
U ₈	4 x 10 ⁶	
U ₉	Más de 4 x 10 ⁶	

Para calcular el número de ciclos de maniobra del pórtico durante toda su vida útil se recurre a la ecuación 1:

$$Ciclos\ Totales = V_{\text{útil}} * D * H * C_h \quad (1)$$

Donde:

$V_{\text{útil}}$: Vida útil del pórtico (50 años)

D: Días de utilización del año (261 días)

H: Horas de utilización al día (4 horas)

C_h : Ciclos de maniobró por hora (5 ciclos/horas)

$$Ciclos\ Totales = 50 * 261 * 4 * 10 = 522000 = 5,2 \times 10^5$$

Por lo tanto, de acuerdo a la Tabla 19, los ciclos totales demostrados pertenecen a U₅, utilización regular en servicio intermitente.

2.4.1 Estado de Carga

El estado de carga aparece en la Tabla 20 se puede definir como el número de veces que es elevada una carga de un orden de magnitud determinado correspondiente a la capacidad del aparato. Asociado al estado de carga aparece el coeficiente del espectro de cargas K_p [2].

Tabla 20. Tipos de cargas del aparato.

Estado de carga	Coefficiente nominal del espectro de cargas K_p	Definición
Q₁- Ligero	0,125	Aparato que levanta raramente carga máxima de servicio y habitualmente cargas muy pequeñas
Q₂ – Moderado	0,25	Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas
Q₃ - Pesado	0,50	Aparato que levanta con bastante frecuencia a carga máxima de servicio y ordinariamente cargas medias.
Q₄ – Muy pesado	1,00	Aparto que corriente maneja cargas próximas a la carga máxima de servicio.

Se considera que el aparato encaja en la categoría de estado de carga Q3. En la Figura 10 se muestra el espectro de carga para el caso Q3.



Figura 10. Estado de cargada Q3

2.4.2 Grupo de clasificación del aparato.

En la Tabla 21, se relaciona los estados de carga respecto a la clase de utilización y número de ciclos de la estructura, tomando los datos obtenidos posteriormente. Se concluye que el pórtico a diseñar posee una clasificación del tipo A5.

Tabla 21. Grupos de clasificación.

Estados de carga	Coeficiente nominal del espectro de las cargas K_p	Clases de utilización y número máximo de ciclos de maniobra del aparato									
		U ₀	U ₁	U ₂	U ₃	U ₄	U ₅	U ₆	U ₇	U ₈	U ₉
Q₁- Ligero	0,125	A ₁	A ₁	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	A ₇	A ₈
Q₂- Moderado	0,25	A ₁	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	A ₇	A ₈	A ₈
Q₃ - Pesado	0,5	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	A ₇	A ₈	A ₈	A ₈
Q₄- Muy pesado	1,00	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	A ₇	A ₈	A ₈	A ₈	A ₈

2.5 Parámetros iniciales de diseño

Se describe los diferentes procesos de diseño que se llevarán a cabo para el diseño inicial de un pórtico para mejorar el izaje de carga, es decir, el óptimo transporte de cargas (Materia prima, carretes para bobinado de alambre, ejes para rectificado, entre otras cargas) de la empresa Acepromet.

Se hará un reconocimiento de la empresa, la maquinaria, disponibilidad de espacio, descripción de procesos y análisis de tiempos empleados en el izaje de carga, así como la utilización de personal en realizar el mismo.

Se diseñó y simuló un pórtico para izaje de carga con una capacidad de 12 toneladas y una luz de 5 metros, para el análisis de diferentes casos con el objetivo de contrarrestar tiempos muertos y dar una mejora continua los procedimientos de izar carga.

En la Tabla 22 se puede observar las especificaciones de diseño.

Tabla 22 .Especificaciones de diseño.

Especificaciones de diseño	
Tipo de pórtico	Pórtico Tipo PF
Capacidad nominal	12 Toneladas
Luz	5 metros
Desplazamiento longitudinal	15 metros
Altura de izaje	5.53 metros
Clasificación según tipo de servicio	Tipo A5
Tipo de duración de la estructura	50 años

2.5.1 Características geométricas

La finalidad del análisis global de pórticos es obtener la distribución de los esfuerzos y los correspondientes desplazamientos de la estructura sometida a una carga dada. Para conseguir este propósito es necesario adoptar modelos adecuados, basados en varias suposiciones que incluyen tanto el comportamiento geométrico de la estructura y sus elementos como el comportamiento de las secciones y las uniones [12].

2.5.2 Luz

La distancia que tiene un pórtico tomada entre apoyos es conocida como luz, la cual para el presente caso de diseño será de 5 metros. La luz de la viga más económica es pues la mínima posible. Esto lleva a que, en las fachadas de los edificios, deba disminuirse la luz tanto como sea compatible con el diseño de aquéllas [13].

2.5.3 Altura de elevación

La altura de elevación H es la distancia vertical entre el plano de apoyo del aparato y el punto de mayor elevación del gancho [2].

2.5.4 Tipología

En edificaciones es frecuente utilizar pórticos de perfiles laminados rectos, con sección constante en toda su longitud. Para luces medianas, es más económico que hacer la sección variable, pese a que con esta última solución se utiliza menos material.[13].

Todos estos condicionamientos llevan a una tipología muy definida: sólo se puede solucionar con una viga pasante, sobre pilares que estarán duplicados, excepto en el caso en que el pilar esté en un extremo, o con una viga duplicada sobre un pilar pasante [13].

2.6 Esquema del pórtico PF

Se observa un bosquejo preliminar del pórtico a diseñar y posteriormente simular.

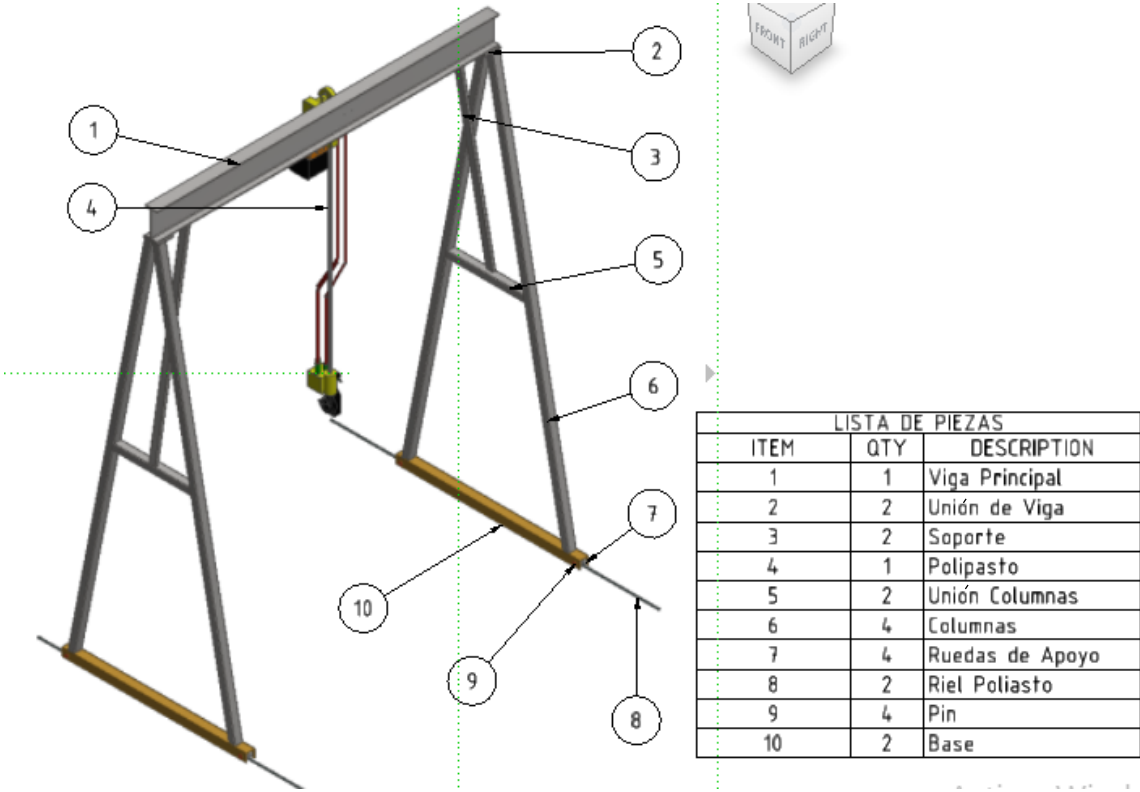


Figura 11. Esquema preliminar de un pórtico PF

2.6.1 Diseño de forma del pórtico PF

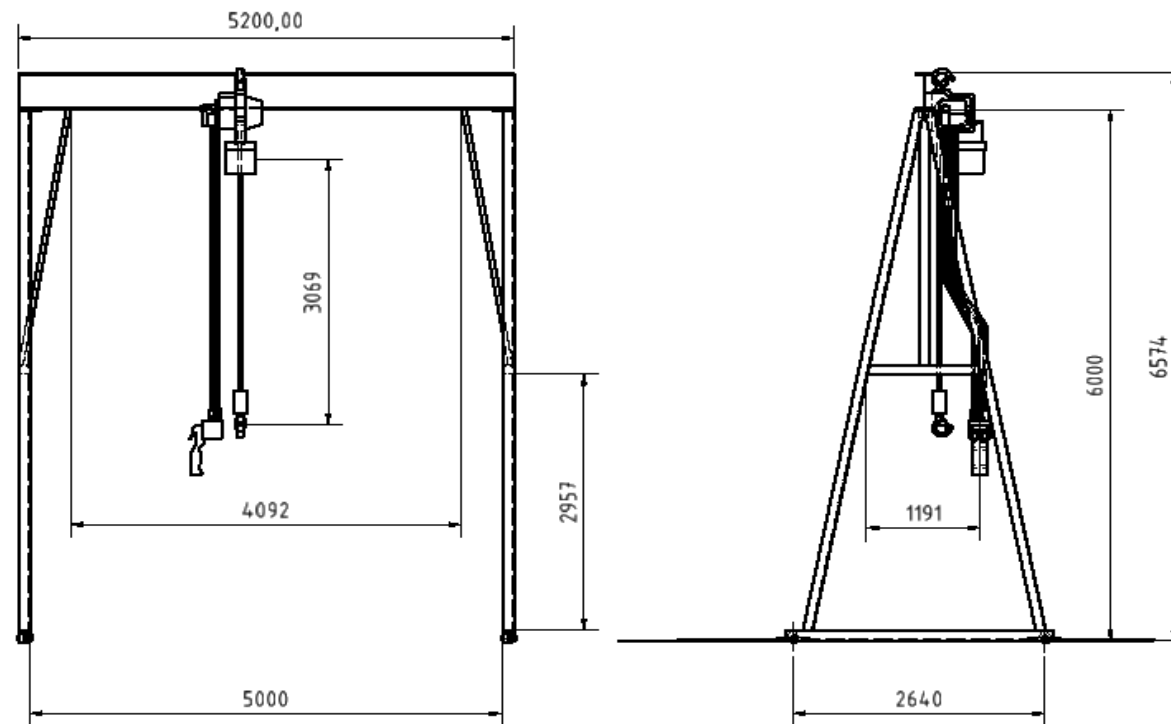


Figura 12. Diseño de la forma del pórtico.

2.7 Descripción de las vigas principales

Es la viga que soporta la mayoría de la carga y es la que está sometida a mayores esfuerzos, justamente cuando la carga pasa por medio del claro de la viga, estas vigas pueden ser de diferentes formas, como una IPE, IPN, viga W de alas anchas, doble canal, Viga cajón prefabricada, entre otras [1].

2.7.1 Descripción de las columnas principales

Las columnas principales también serán secciones tipo cajón, gracias a que estas son estables frente a cargas de compresión y además resisten la torsión producida por la carga de inercia lateral inducida por el movimiento de la viga. Además, las columnas formaron un marco rígido junto a las vigas testeras y un conector superior sobre las vigas principales.

2.7.2 Descripción de las vigas viajeras o testeras

Las vigas testeras son estructuras que generalmente están conformados por placas de acero o secciones de acero huecas (Whiting Corporation, 1967). En sus extremos se encuentran las ruedas de soporte, las mismas que son accionadas por medio de un acoplamiento y un moto-reductor. Son diseñadas o seleccionadas para limitar las cargas máximas admisibles en las ruedas y para brindar estabilidad a la estructura. Según se requiera, se puede utilizar una sola testera o un grupo de testeras [14].

En la Figura 13 se puede observar las vigas viajeras o testeras.



Figura 13. Vigas Viajeras o Testeras[14].

2.7.3 Descripción del polipasto

El carro polipasto será seleccionado según la capacidad nominal de la grúa. Este deberá tener una capacidad mínima de 15 toneladas para cumplir con el requerimiento inicialmente establecido.

2.7.4 Descripción del trolley

El movimiento transversal al izar carga es proporcionado por el trolley, al seleccionar un polipasto, es decir, tecla eléctrica ya viene con trolley. Sin embargo, dependiendo de la marca del fabricante se puede encontrar teclas eléctricas sin trolley, de acuerdo con el diseño se utilizará según la longitud del ala de la viga principal.

2.7.5 Descripción de moto reductores

Las vigas testeras poseen moto reductores de acuerdo a la velocidad. De acuerdo al pórtico seleccionado por lo general serán de 35 m/min, esta velocidad permite que la carga esté estable en el proceso de izaje y además evita las oscilaciones que puede causar riesgos y accidentes a operaciones dentro de la planta.

2.7.6 Descripción Gancho y Cadena

El gancho se lo manda a fundir, si es que es un mosquetón. Si es un gancho pequeño se lo puede comprar fabricado, la cadena se la selecciona de acuerdo a su paso, a la distancia entre diente del engrane y de acuerdo a la altura del puente grúa. Lo más importante de la cadena es que no se puede hacer empates o acoples, pues estas se pueden romper, ocasionando un accidente irreparable[15].

2.8 Criterio de selección de equipos

2.8.1 Polipasto

Para la elección de un polipasto es necesario tener tres requerimientos importantes, el primero es el grupo de funcionamiento, segundo altura de izaje y tercero la velocidad de operación.

Los grupos de funcionamiento se clasifican en:

- **Funcionamiento liviano:** el aparejo eleva cargas máximas y regularmente eleva cargas más livianas.
- **Funcionamiento mediado:** el aparejo eleva cargas livianas, medianas, y máximas por periodos iguales.

- **Funcionamiento pesado:** aparejo solicitado a cargas mediadas y máximas, frecuentemente y en igual forma.
- **Funcionamiento muy pesado:** el aparejo eleva cargas principalmente cercanas a la máxima.

En la Tabla 23 describe el funcionamiento de una grúa según las normas ISO y FEM, el proyecto tendrá un funcionamiento pesado.

Tabla 23. Grupo ISO en función de tipo de servicio y tiempo de operación.

Tipo de servicio	Tiempo de operación promedio (hs)					
	≤ 0.5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16
Liviano			M3	M4	M5	M6
			1Bm	1Am	2m	3m
Mediado		M3	M4	M5	M6	M7
		1Bm	1Am	2m	3m	4m
Pesado	M3	M4	M5	M6	M7	
	1Bm	1Am	2m	3m	4m	
Muy Pesado	M4	M5	M6	M7		
	1Am	2m	3m	4m		

Para determinar el tiempo de funcionamiento diario para el izaje de carga, se calculará mediante la ecuación 2.

$$\Delta = \frac{2 * H_m * N * T}{S_p * 60} \quad (2)$$

Donde:

H_m : Altura de elevación media [m]

N : Número de ciclos de trabajo por hora $\left[\frac{\text{ciclos}}{h} \right]$

T : Tiempo de funcionamiento diario [h]

S_p : Velocidad de elevación $\left[\frac{m}{\text{min}} \right]$

Para la selección de la velocidad de elevación, se ocupa la norma CMAA 70 donde describe las velocidades recomendadas para el funcionamiento adecuado del trolley, puente y tecla; en la Figura 14 se observa las velocidades recomendadas.

SUGGESTED OPERATING SPEEDS FEET PER MINUTE FLOOR CONTROLLED CRANES									
CAPACITY IN TONS	HOIST			TROLLEY			BRIDGE		
	SLOW	MEDIUM	FAST	SLOW	MEDIUM	FAST	SLOW	MEDIUM	FAST
3	14	35	45	50	80	125	50	115	175
5	14	27	40	50	80	125	50	115	175
7.5	13	27	38	50	80	125	50	115	175
10	13	21	35	50	80	125	50	115	175
15	13	19	31	50	80	125	50	115	175
20	10	17	30	50	80	125	50	115	175
25	8	14	29	50	80	125	50	115	175
30	7	14	28	50	80	125	50	115	150
35	7	12	25	50	80	125	50	115	150
40	7	12	25	40	70	100	40	100	150
50	5	11	20	40	70	100	40	100	150
60	5	9	18	40	70	100	40	75	125
75	4	9	15	40	70	100	30	75	125
100	4	8	13	30	60	80	25	50	100
150	3	6	11	25	60	80	25	50	100

NOTE: Consideration must be given to length of runway for the bridge speed, span of bridge for the trolley speed, distance average travel, and spotting characteristics required.

Figura 14. Velocidades recomendadas para el movimiento de diferentes elementos.

En la Tabla 24, se indican los valores tomados del manual de la CMAA 70, para los cálculos pertinentes y posterior selección de elementos. Se tomaron las velocidades lentas, para la capacidad de 15 toneladas para garantizar la seguridad de operarios durante el izaje y traslado de cargas dentro de la planta.

Tabla 24. Datos de velocidades

Velocidad de izaje	3,9 metro/min
Velocidad del trolley	15,4 metro/min
Velocidad pórtico	15,4 metro/min

Obtenido los datos pertinentes se procederá a realizar el cálculo mediante la ecuación 2.

$$\Delta = \frac{2 * H_m * N * T}{S_p * 60} \quad (2)$$

$$\Delta = \frac{2 * 5,5[m] * 25 \left[\frac{\text{ciclos}}{h} \right] * 4[h]}{60 * 3,9 \left[\frac{m}{\text{min}} \right]}$$

$$\Delta = 4,7 \left[\frac{h}{\text{día}} \right]$$

Según el catálogo de KITO, en la sección de Polipastos/tecles eléctricos de gran capacidad, se seleccionó el equipo más adecuado. El equipo escogido es (N)ERM150S-L, en el Anexo 1 se pueden encontrar las especificaciones técnicas del polipasto con trolley. Las características más indispensables se muestran en la Tabla 25.

Tabla 25. Características carro-polipasto.

Capacidad	12 000 kg
Clase	3m
Velocidad de izaje	2,3 m/min
Velocidad del trolley	12 m/min
Diámetro de cadena	11,2 mm

2.9 Vigas Testeras

Para seleccionar los testers es primordial conocer el diámetro de la rueda a ocupar, además de la distancia mínima. Estos factores son determinados mediante los gráficos, para el pórtico. Adicionalmente la CMMA proporciona relaciones para calcular la distancia mínima entre ruedas [16].

Para las grúas monorriel:

$$WB \geq \frac{L}{8} \quad (3)$$

Para grúas birriel

$$WB \geq \frac{L}{7} \quad (4)$$

El proyecto consiste en una grúa monorriel, la cual tendrá una capacidad de 12 toneladas, una luz de 5 metros. Mediante la ecuación 3 se determinará la distancia mínima entre ruedas.

$$WB \geq \frac{5 * 1000 [mm]}{8}$$

$$WB_{et} \geq 625 [mm]$$

Para la selección de las vigas carrileras se toma el catálogo de la JASD industrial cranes. Construidos de perfil estructural o en forma de cajón soldado y mecanizados

después del ensamblaje para asegurar la perfecta alineación de las ruedas. Dos topes de caucho van montados en los extremos.[17]

Para la elección de las vigas testeras se toma el catálogo JASD (Ver Anexo 2) en el cual se observará testers de grúas birrieles y monorrieles. Por lo cual se selecciona el n°15 de acuerdo a la capacidad indicada, las dimensiones de la testera seleccionada se observan en el Anexo 3.

Tabla 26. Características del testero 250250

Diámetro de Rueda	250
Distancia entre ruedas	2500 mm
Velocidad de izaje	2,3 m/min
Velocidad del trolley	12 m/min
Diámetro de cadena	11,2 mm

2.10 Motor reductor

Para seleccionar un motor reductor es necesario conocer la potencia de entrada requerida; este valor se obtiene con la ecuación 5:

$$P_{r1} = \frac{M_{r2} * n_2}{9550 * n_d} \quad (5)$$

Donde:

M_{r2} : Momento de torsión requerido $[Nm]$

n_2 : Velocidad angular de salida $[rpm]$

n_d : Rendimiento dinámica del reductor

La ecuación 6, indica la velocidad angular del motor reductor que está definida por:

$$n = \frac{60S_p}{\pi d} \quad (6)$$

Donde:

n : Velocidad angular $[rpm]$

S_p : Velocidad lineal $\left[\frac{m}{s}\right]$

d : Diámetro $[d]$

Se conoce que la carga máxima a soportar es de:

$$F = 18893,85[kg]$$

Es necesario determinar la potencia de entrada de las testeras, por lo cual se sabe que las testeras poseen una rueda motriz y una conducida. Además, el peso que deberá trasladar cada motor es:

$$F_e = \frac{F}{2}$$

$$F_e = 9446,92[kg]$$

Lo siguiente es determinar la fuerza de rozamiento existente entre las superficies en contacto, la cual se determina mediante la ecuación 7, donde el coeficiente fricción es de 0,05 entre superficies de acero.

$$F_r = N * \mu \quad (7)$$

$$F_r = 472,346[kg]$$

El momento de torsión requerido

$$M_{r2} = F_r * r \quad (8)$$

$$M_{r2} = 871,63[N * m]$$

Según la velocidad angular se calcula a partir de la ecuación 9. Al igual que la velocidad de izaje.

$$n_2 = \frac{60 * 0,1 \left[\frac{m}{s} \right]}{\pi * \frac{250}{1000} [m]} \quad (9)$$

$$n_2 = 7,63[rpm]$$

Para el cálculo de la potencia requerida, se asumirá el rendimiento dinámico del reductor 0,65; de acuerdo a la ecuación 5 donde:

$$P_{r1} = \frac{871,63[N * m] * 7,63[rpm]}{9550 * 0,65}$$

$$P_{r1} = 1,07[KW]$$

Para seleccionar el motor reductor se tomará el catálogo de siemens D87.1.2008 en la sección de motor reductores de ejes coaxiales, el modelo Z,28-LA90l4 mostrado en el anexo 4. Cumple con los requerimientos necesarios. La Tabla 27 muestra las características del motor.

Tabla 27. Características del motor Z,38-LA80M4

Característica	Valor
Potencia nominal	1,5 KW
Par salida	164 N*m
Factor de servicio	0,85 fs
Velocidad de salida	104 rpm

A continuación, se seleccionará un reductor, para lo cual es ineludible conocer la relación de reducción y el momento torsor.

En la ecuación 10, se muestra la relación de reducción que está definida por:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (10)$$

Donde:

i : Relación de reducción

n_1 : Velocidad angular de entrada [rpm]

n_2 : Velocidad angular de salida [rpm]

$$i = \frac{104}{7,63} = 13,63$$

El siguiente paso es seleccionar un reductor, para lo cual es necesario disponer de 3 datos: el factor de servicio, la relación de reducción y el momento de torsión mínimo.

La Figura 15 se refiere a los factores de servicio de un reductor

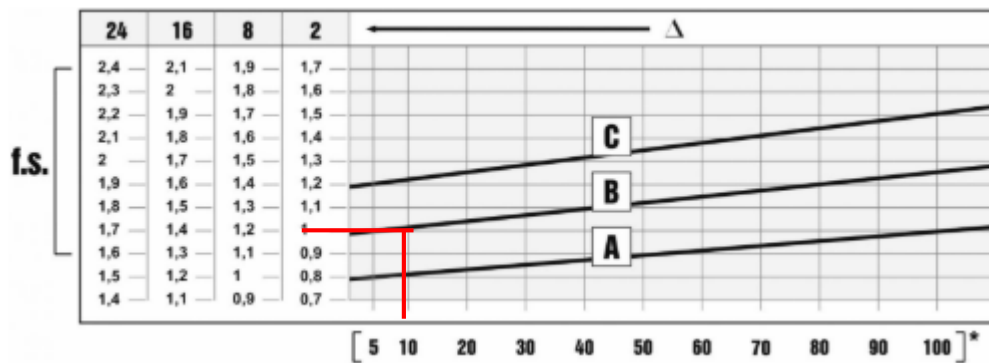


Figura 15. Factores de servicio de un reductor.

El factor de servicio depende de las condiciones de funcionamiento a las cuales va a estar sometido el reductor. Estas condiciones están representadas por las siguientes variables:

Tipo de carga de la máquina accionada (A, B, C).

Tiempo de funcionamiento medio (Δ).

Frecuencia de arranques (*).

La Tabla 28 muestra las aplicaciones principales que abarca cada una de las categorías del tipo de carga.

Tabla 28. Aplicaciones de cada tipo de carga de un reductor.

Categoría	Aplicaciones
A	Tornillos de Arquímedes para materiales ligeros, ventiladores, líneas de montaje, cintas transportadoras, pequeños agitadores, elevadores, máquinas limpiadoras, máquinas llenadoras, máquinas comprobadoras.
B	Dispositivos de enrollado, montacargas, roscadoras, mezcladoras, cintas transportadoras para materiales pesados, puertas corredizas, hormigoneras, mecanismos para el movimiento de las grúas, fresadoras, bombas de engranajes.
C	Agitadoras para materiales pesados, prensas, centrífugas, cabrestantes y elevadores para materiales pesados, tornos para rectificación, perforadoras, moledores de percusión, prensas de excéntrica, pulidoras, cortadoras.

Los mecanismos utilizados para el movimiento de grúas están incluidos en la categoría B.

Por lo cual, el factor de servicio seleccionado es de 1.2, el momento de torsión mínimo se determina con la ecuación 11.

$$M_c = M_{r2} * F.S. \quad (11)$$

Donde:

M_c : Momento de torsión mínimo $[Nm]$

M_{r2} : Momento de torsión requerido $[Nm]$

$F.S$: Factor de servicio

$$M_c = 871,63 * 1,2$$

$$M_c = 1045,956 [N.m]$$

Para la selección del reductor se utiliza el catálogo de siemens D87.1.2008 en la parte de reductores, el modelo SC.63-LAI90L4.

Tabla 29. Características de reductor.

Relación de reducción	20
Potencia nominal	1,5 kW
Rendimiento	0,83

2.11 Análisis de cargas

La Estructura de la Grúa en servicio está sujeta a cargas repetitivas que varían con el tiempo, generando esfuerzos variables en los miembros y conexiones de toda la estructura. La CMAA (Crane Manufacturers Association of America), 2000 [14] , clasifica las cargas en 3 categorías:

- Cargas principales
- Cargas adicionales
- Cargas extraordinarias.

Estas son las cargas que tienen influencia en el diseño de la estructura, para este caso no se van a considerar las cargas extraordinarias, debido a que son para casos específicos y no tienen mayor influencia en el cálculo analítico.

2.12 Cargas principales

2.12.1 Cargas muertas (DL)

Considera el peso de la estructura de la viga principal y equipos soportados o fijados. Para la grúa pórtico se va a considerar el peso de la viga y el peso de una pasarela de servicio.

En la Figura 16 se puede apreciar la estimación de pesos de vigas para grúas.

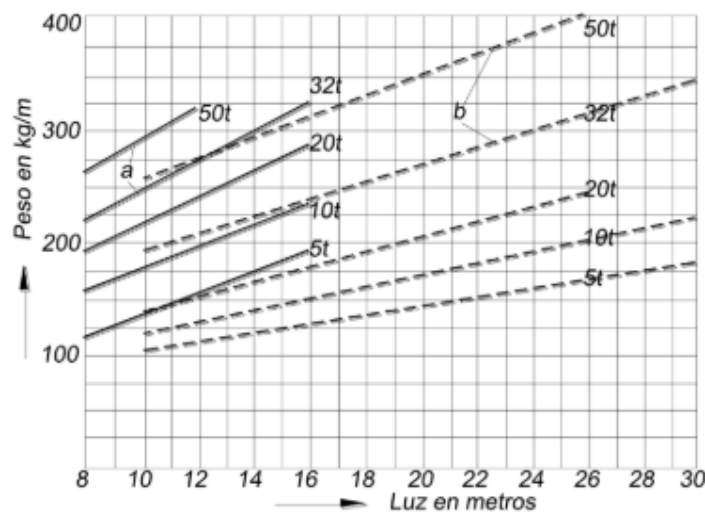


Figura 16. Estimación de pesos de vigas

2.12.1.1 Estimación del peso de la viga principal.

En la figura 16, se muestra el peso por unidad de longitud de las vigas de alma llena, dependiendo de la luz, a carga nominal en la figura se describe por una línea continua que trata de un perfil laminado y una línea entrecortada para perfiles armados. La viga principal se compone por un perfil laminado para lo cual se utilizará los siguientes parámetros.

- Luz: 5 m
- Capacidad Nominal: 12 Ton (12000kg)
- Tipo de viga: Sección laminada

La figura 16 no presenta una curva para 12 toneladas de capacidad, se toma la capacidad de 20 toneladas que es la próxima. Adicional a esto como no existe valores para una luz de 5 metros, se realizará una interpolación lineal para obtener el valor, la ecuación 12, es la pendiente de la curva:

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad (12)$$

$$m = \frac{(198 - 210)}{8 - 12} = 13 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$$

La ecuación 13, muestra el cálculo del peso de la viga para una luz de 5 metros.

$$y_2 - y_1 = m(x_2 - x_1) \quad (13)$$

$$W_v - 250 = 13(L - 12)$$

$$W_v = 124 \left[\frac{kg}{m} \right]$$

Por lo cual el valor de la carga muerta es:

$$DL = W_v$$

$$DL = 1216,02 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

2.12.2 Cargas polipasto (TL)

Es el peso del polipasto y el equipo de traslación del mismo. De acuerdo al catálogo de Kito se seleccionó el modelo (N)ERM150S-L, valor tomado de la Tabla 27.

$$TL = 1200 [kg]$$

Este peso obtenido se transmite a la viga principal, por medio de las ruedas principales del polipasto. La distancia entre ejes tomado de la Tabla 27 es de 711, en el sentido de la viga, se debe dividir para el número de ruedas(apoyos).

$$TL_R = \frac{1200 [kg]}{4} = 300 [kg]$$

$$TL_R = 2941,99 [N]$$

2.12.3 Carga de izaje (LL)

Es la carga de trabajo y el peso de todos los dispositivos de elevación usados para elevar la carga de trabajo, tales como ganchos y mecanismos de sujeción. En la sección anterior se presentaron los valores de carga máxima de elevación, peso del gancho y peso del dispositivo de elevación[14], por lo tanto:

$$LL = 15000 [kg]$$

Se forma la carga del polipasto (TL), se trasmite por medio de las ruedas hacia la viga principal.

$$TL_R = \frac{15000[kg]}{4} = 3750[kg]$$

$$TL_R = 36774,94[N]$$

2.13 Fuentes inerciales verticales (Factores de carga)

Estas cargas incluyen todas las cargas producidas por el movimiento de la grúa, o de los componentes de la grúa; también debido al ascenso y descenso de la carga de trabajo. A estas cargas adicionales se las considera por medio de factores que multiplican el valor de la carga muerta (DL), carga del polipasto (TL) y la carga de izaje (LL) [14].

2.13.1 Factor de carga muerta(DLF)

El factor cubre las cargas muertas, se adquiere por medio de la ecuación 14 utilizando la velocidad de transporte. Se usarán las velocidades tomadas de la Figura 16, sacado del manual CMAA, para la capacidad de 12 Ton.

$$DLF = 1,1 \leq 1,05 + \frac{V_{Trasporte} (fpm)}{2000} \leq 1,2 \quad (14)$$

Para la grúa, con Vbrigde =50 fpm

$$DLF_B = 1,05 + \frac{V_{TBridge} (fpm)}{2000} = 1,05 + \frac{50}{2000}$$

$$DLF_B = 1,075$$

Para la grúa, con V Trolley =50 fpm

$$DLF_B = 1,05 + \frac{V_{TBridge} (fpm)}{2000} = 1,05 + \frac{50}{2000}$$

$$DLF_B = 1,075$$

2.13.2 Factor de izaje (HLF)

El factor considera la fuerza de inercia producida debido al movimiento de la carga de trabajo en la dirección vertical, la cual obtiene a partir de la ecuación 15.

$$HLF = 0,15 \leq 0,005 + V_{elevacion} (fpm) \leq 0,5 \quad (15)$$

Velocidad de elevación, con $V_{\text{elevación}} = 13 \text{ fpm}$

$$HLF = 0,15 \leq 0,005 + 13(\text{fpm})$$

$$HLF = 0,065$$

Al obtener un valor de HLF inferior al intervalo del rango de la ecuación 15, no se utiliza el valor calculado y se usa el límite inferior del rango, por lo tanto:

$$HLF = 0,15$$

2.13.3 Fuerza de inercia del movimiento (IFD)

Son las fuerzas inerciales que ocurren durante la aceleración y desaceleración de la grúa en servicio, dependen de los torques de arranque y frenado durante cada ciclo. Esta carga se la considera como un porcentaje de la carga vertical [14].

Norma CMAA 70:

$$IFD \geq 2,5\% (LL) \quad (16)$$

Manual Whiting Crane:

$$IFD \geq 5\% (LL) \quad (17)$$

Se utilizará la ecuación 17, que cumple las recomendaciones del Manual Whiting Crane y de la Norma CMAA.

$$IFD = 5\% (15000)$$

$$IFD = 750 [kg]$$

Esta fuerza horizontal, se transmite por medio de las ruedas hacia la viga principal.

$$IFD_R = \frac{750 [kg]}{4} = 187,5 [kg]$$

$$IFD_R = 1838,75 [N]$$

2.13.4 Cargas adicionales

2.13.5 Carga de viento (WLO)

En la Norma CMAA 70 recomiendan usar 5 lb/pie² como la presión ejercida por el viento, se tomará en cuenta la Norma de Construcción Ecuatoriana (NCE), donde la velocidad de diseño para viento hasta 10 m de altura será la adecuada a la velocidad

máxima para la zona de ubicación de la edificación, pero no será menor a 21m/s (75 km/h) [18].

El cálculo para la presión del viento, viene dado por la ecuación 18:

$$WLO = \frac{1}{2} \rho V_w^2 c_e c_f \quad (18)$$

Donde:

ρ : Densidad del aire considerada = 1,25 m/s

V_w : Velocidad del viento = 21 m/s

c_e : Coeficiente de corrección= 1

c_f : Coeficiente de forma= 1,5

$$WLO = \frac{1}{2} (1,25) (21)^2 (1) (1,5)$$

$$WLO = 413 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

2.13.6 Modelo matemático y combinación de cargas

2.13.6.1 Combinación de cargas

En la Norma (CMAA (Crane Manufacturers Association of America), 2000) presentan combinaciones de carga en referencia a las cargas principales y cargas adicionales. Los esfuerzos combinados deberán ser calculados para los siguientes casos de diseño:

Caso 1:

Grúa en uso regular bajo cargas principales

$$DL(DLF_B) + TL(DLF_T) + LL(1 + HLF) + IFD \quad (19)$$

Caso 2:

Grúa bajo cargas principales y adicionales

$$DL(DLF_B) + TL(DLF_T) + LL(1 + HLF) + IFD + WLO + SK \quad (20)$$

Se utilizará el segundo caso, el cual comprende cargas principales como cargas adicionales.

$$DL * 1,075 + TL * 1,075 + LL * 1,15 + IFD + WLO + SK \quad (21)$$

En la ecuación 21, se menciona la carga de desgaste (SK), este valor se despreció debido al control en las vigas testeras, por lo cual ese fenómeno disminuye y la carga se vuelve despreciable.

Se realizó un esquema de la viga principal, para poder visualizar las fuerzas resultantes y momentos resultantes en cada miembro, como lo demuestra la Figura 17. Se observa una carga distribuida de color azul a lo largo de la viga considerada como carga muerta (DL), una carga puntual de color rojo ubicada en el centro de la viga principal es la carga del polipasto (TL), además otra carga puntual de color magenta indica la carga de izaje (LL), la carga de fuerza de inercia del movimiento (IFD) de color cian y por último la carga de viento (WLO) como una carga distribuida a lo largo de la viga principal de color verde.

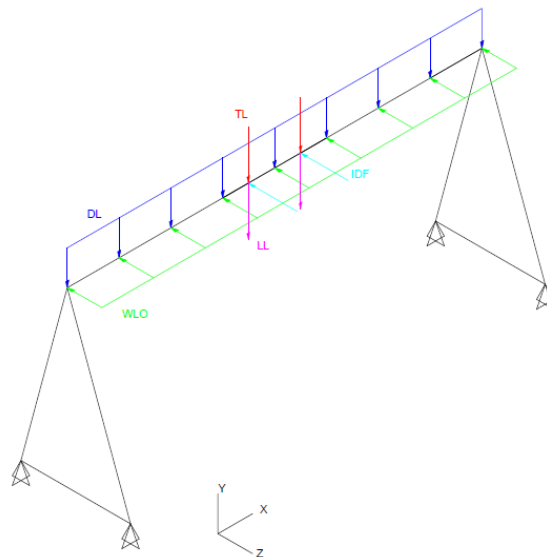


Figura 17. Esquema de la viga principal bajo las fuerzas de la combinación de cargas.

CAPITULO III

3.1 Diseño del pórtico grúa

En el presente capítulo se embarca el diseño del pórtico grúa y sus diversos elementos que lo componen bajo criterios de diseño mecánico.

Se obtendrá el diseño de la viga principal, una viga tipo W la cual soportará la carga nominal, el peso del trolley y polipasto, la misma cumple con normas de diseño por ser muy resistentes a los diferentes esfuerzos ocasionados por fuerzas inerciales y al izaje de carga.

Además, se diseñará las vigas carrileras, así también se seleccionará el polipasto, trolley, diámetro de ruedas, moto reductores, estos elementos son parte del proyecto y fundamentales en el izaje de la carga.

Puesto que se desea implementar un pórtico para izaje de carga de 12 toneladas, con tecele eléctrico y trolley incorporado, el pórtico debe compensar la ineficiencia de un sistema de izaje de carga y mejorar la ergonomía dentro de la empresa.

3.2 Diseño de la Viga principal

La norma americana recomienda el 125% de la carga nominal debido a diferentes factores, tales como el viento, cargas vivas, cargas muertas, entre otras, por lo cual, se ocupará el 125% adicional a la carga nominal.

$$12 \text{ Ton} = 12000[\text{kg}] * 1,25 = 15000[\text{kg}]$$

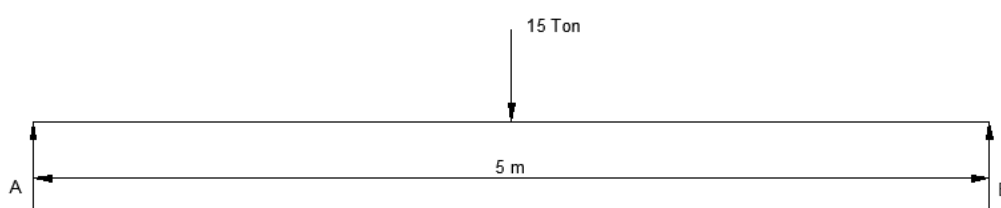


Figura 18. Diagrama de cuerpo libre-viga principal

$$W = 15000[\text{kg}] = 15[\text{Ton}]$$

Se calcula el momento según la tabla del manual AISC pagina 2-298

$$M_{\max} = \frac{PL}{4} \quad (22)$$

$$M_{\max} = \frac{33,069[Klb] * 196,85[in]}{4} = 1627,408[Klb * in]$$

Se calcula el esfuerzo admisible por flexión

$$Fb = 0,66 * Sy$$

$$Fb = 0,66 * 36[ksi]$$

$$Fb = 23,76[ksi]$$

Se determina el módulo de la sección

$$Sx = \frac{M_x}{Fb} \quad (23)$$

$$Sx = \frac{1627,408[Klb * in]}{23,76[Ksi]} = 68,49[in^3]$$

Se procede a comparar diferentes perfiles con relación al valor del módulo de sección. La primera opción es un perfil W14 x 48 con $S_x = 70.3[plg^3]$ del Manual of Steel Construction (AISC).

3.2.1 Diseño de la viga con apoyo solo en los extremos

Diseño por esbeltez a flexión, obtenida de la ecuación 24.

$$\lambda_F = \frac{L}{r_T} \quad (24)$$

Donde:

λ_F : Esbeltez a flexión

L : Longitud entre apoyos en el punto de flexión

r_T : Radio de giro a flexión

El valor de r_T : 2.13 obtenida del manual AISC de la página 1-27

$$\lambda_F = \frac{196,85[in]}{2,13} = 92,417[in]$$

El factor de gradiente de momento, si no existe momentos en los extremos Cb : 1

En la siguiente ecuación se puede observar la condición para el diseño de esbeltez:

$$\sqrt{\frac{102 \times 10^3 Cb}{S_y}} \leq \lambda_F \leq \sqrt{\frac{510 \times 10^3 Cb}{S_y}}$$

$$\sqrt{\frac{102 \times 10^3 (1)}{36}} \leq \lambda_F \leq \sqrt{\frac{510 \times 10^3 (1)}{36}}$$

$$53.12 \leq 92.417 \leq 119.02$$

Se verifica si cumple la condición y se continúa con el cálculo:

$$Fb = \left[\frac{2}{3} - \frac{S_y \lambda_F^2}{1530 \times 10^3 Cb} \right] S_y \text{ [Ksi]}$$

$$Fb = \left[\frac{2}{3} - \frac{36(92.417)^2}{1530 \times 10^3 (1)} \right] (36) \text{ [Ksi]}$$

$$Fb = 16.765 \text{ [Ksi]}$$

$$fb = \frac{M_x}{S_x} = \frac{1627.408 \text{ [Klb} \cdot \text{plg]}}{70.3 \text{ [plg}^3\text{]}} = 23.149 \text{ [Ksi]}$$

$$fb \leq Fb$$

$$23.149 \leq 16.765$$

Se verifica que no cumple con esta condición, por lo que se procede a escoger un nuevo perfil tipo W14 x 82 de acero estructural A-36 de la misma tabla, presentando un valor de:

$$r_T = 2.74 \text{ y } S_x = 123 \text{ [plg}^3\text{]}.$$

$$\lambda_F = \frac{196.8 \text{ [plg]}}{2.74} = 71.82 \text{ [plg]}$$

$$Cb = 1$$

$$Fb = \left[\frac{2}{3} - \frac{36(71.82)^2}{1530 \times 10^3 (1)} \right] (36) \text{ [Ksi]}$$

$$Fb = 19.630 \text{ [Ksi]}$$

$$fb = \frac{M_x}{S_x} = \frac{1627.408 \text{ [Klb} \cdot \text{plg]}}{123 \text{ [plg}^3\text{]}} = 13.23 \text{ [Ksi]}$$

$$fb \leq Fb$$

$$13.23 \leq 19.630$$

Se verifica que sí cumple con esta condición, por lo que se utilizará este perfil para los cálculos posteriores.

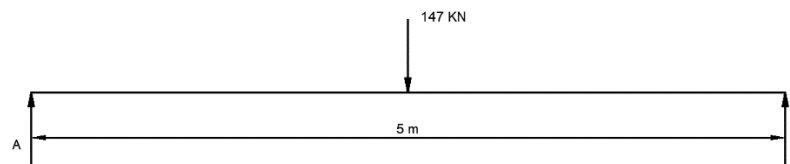
El perfil W14*82 cumple con las condiciones para el diseño de la viga principal. Este perfil no se encuentra en el mercado nacional; por lo cual, se elegirá un perfil IPN 450 que es semejante y se puede encontrar en el mercado nacional.

En la tabla 30 muestra la comparación entre un perfil americano y un perfil europeo que se encuentra en el mercado que posee cualidades semejantes.

Tabla 30. Cuadro de comparación entre perfiles

	W 14*82	IPN 450
Área	24.1 in ²	147 cm ² = 22,79 in ²
I_x	882 in ⁴	45850 cm ⁴ = 1101 in ⁴
S_x	123 in ³	2037,8 cm ³ = 124,35 in ³
I_y	148 in ⁴	1730 cm ⁴ = 41,57 in ⁴
S_y	29,3 in ³	203,5 cm ³ = 12,42 in ³

3.2.2 Pre-diseño de la viga principal



Se procede con la respectiva sumatoria de fuerzas, encontrando así las reacciones en cada extremo de la viga.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - P - W = 0$$

Las reacciones se encuentran en posiciones simétricas $R_A = R_B = R$

$$R = \frac{P + W}{2}$$

$$R = \frac{147[KN] + (122 \left[\frac{kg}{m} \right])(5m)(9.87 \left[\frac{m}{s} \right])}{2}$$

$$R = 76.510 [KN]$$

En la figura 19, se observa el diagrama de la fuerza cortante de la viga principal.

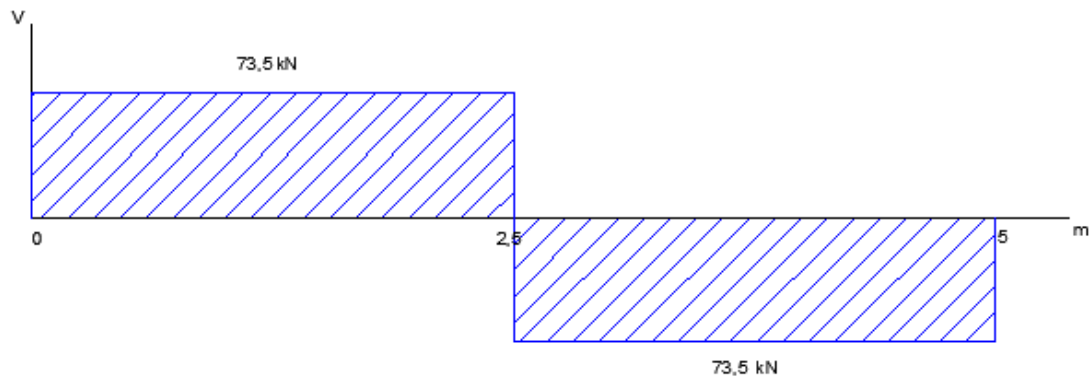


Figura 19. Diagrama de fuerza cortante-viga

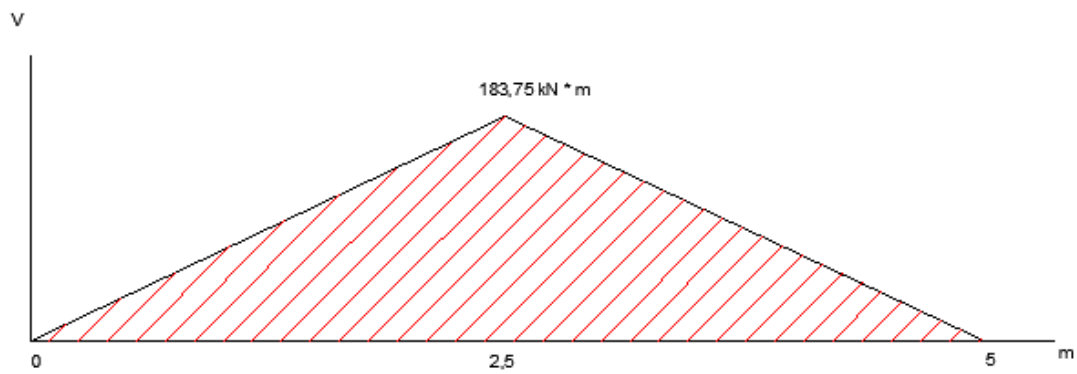


Figura 20. Diagrama de momentos viga principal.

Se calcula el momento flector y fuerzas cortantes máximas.

$$M_{max} = 191.275 \text{ [KNm]}$$

Cálculo de esfuerzos más críticos, demostrado por la ecuación 25.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_{z-z}} \quad (25)$$

Donde:

σ_{max} : Esfuerzo máximo de deflexión, $\left[\frac{N}{m^2}\right]$.

M_{max} : Momento flector máximo, $[N - m]$.

W_{z-z} : Módulo de la sección, $[m^3]$.

En la ecuación 26, se obtiene el módulo de sección.

$$W_{z-z} = \frac{I}{c} \quad (26)$$

I : Inercia de la viga en el eje perpendicular a la dirección de la fuerza, $[m^3]$.

c : Distancia desde el centro el eje central de la viga, hasta el borde más alejado, $[m]$.

Cálculo de la deflexión máxima para vigas, sometida a una carga en el centro de la viga:

$$Y_{max} = \frac{PL^3}{48 EI} \quad (27)$$

Donde:

P : Fuerza aplicada, $[N]$.

E : Módulo de elasticidad, $[Pa]$.

I : Momento de inercia, $[m^4]$.

L : Longitud total de la viga, $[m]$.

Se considera el módulo de elasticidad de un perfil W14 x 42 de acero estructural A-36 $E = 200 [GPa]$, con una inercia $I = 2.2818 \times 10^{-4} [m^4]$, la longitud total de la viga es de $L = 5 [m]$.

$$Y_{max} = \frac{147000[N] \times 5^3[m^3]}{48 \times 200 \times 10^9 \left[\frac{N}{m^2} \right] \times 2.2818 \times 10^{-4} [m^4]}$$

$$Y_{max} = 8.500 \times 10^{-3} [m]$$

La norma CMAA 70 establece que, la máxima deflexión producida en las vigas, no debe exceder el valor de $\frac{L}{888}$, como se indica a continuación, donde L es la longitud de la luz entre los apoyos de la viga principal.

$$\frac{L}{888} > Y_{max}$$

$$\frac{5[m]}{888} > 8.500 \times 10^{-3} [m]$$

$$0.005630 > 0.00850 [m]$$

Se verifica que el perfil no cumple con esta condición, por lo que se elige otro tipo de perfil W14 x 82. En la sección anterior se mencionó que en el mercado nacional el

perfil IPN 450 satisface las condiciones para el análisis, en el anexo se observa las características del perfil.

$$Y_{max} = \frac{147000[N] \times 5^3[m^3]}{48 \times 200 \times 10^9 \left[\frac{N}{m^2} \right] \times 3.671 \times 10^{-4}[m^4]}$$

$$Y_{max} = 5.215 \times 10^{-3} [m]$$

$$\frac{5[m]}{888} > 5.215 \times 10^{-3} [m]$$

$$0.005630 > 0.005215 [m]$$

El perfil W14 x 82 cumple con la relación $\frac{L}{888} > Y_{max}$, por lo que se ocupará este perfil para el análisis posterior.

3.2.3 Verificación del diseño de la viga principal

Se procede con la respectiva sumatoria de fuerzas, como se indica a continuación:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - P - W = 0$$

Las reacciones se encuentran en posiciones simétricas $R_A = R_B = R$

$$R = \frac{P + W}{2}$$

$$R = \frac{147[KN] + (122 \left[\frac{kg}{m} \right])(5m)(9.87 \left[\frac{m}{s} \right])}{2}$$

$$R = 76.510 [KN]$$

Cálculo de esfuerzos más críticos

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_{z-z}} \quad (28)$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}C}{I_{x-x'}} \quad (29)$$

El valor seleccionado para el subíndice tomado del manual es $c = 0.1815[m]$, el valor numérico perteneciente a la inercia del perfil w 14x82, y la inercia del perfil es $I_{x-x'} = 5.215 \times 10^{-4} [m^4]$ y el valor de la $A_{cortante} = 24.1 [in^2] = 0.0155[m^2]$.

$$\sigma_x = \frac{(191.275 \text{ [KNm]})(0.1815 \text{ [m]})}{5.215 \times 10^{-4} \text{ [m}^4\text{]}}$$

$$\sigma_x = 66.57 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{xy} = \frac{V_{max} \text{ [N]}}{A_{cortante} \text{ [m}^2\text{]}} = \frac{76.510 \text{ [KN]}}{0.0155 \text{ [m}^2\text{]}}$$

$$\tau_{xy} = 4.936 \text{ [MPa]}$$

3.3 Análisis de fallas estáticas y de fatiga.

La teoría del esfuerzo efectivo de Von mises se va aplicar para el análisis estático, para el caso bidimensional la ecuación 30, viene dado de la siguiente manera:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (30)$$

$$\sigma' = \sqrt{(66.57 \text{ [MPa]})^2 + 0^2 - (66.57 \text{ [MPa]})(0) + 3(4.936 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\sigma' = 66.68 \text{ [MPa]}$$

Para comprobar que no existirá rotura se procede a calcular el factor de seguridad de la siguiente manera:

$$n = \frac{S_y \text{ [Pa]}}{\sigma_{max} \text{ [Pa]}} = \frac{250}{66.68} = 3,74$$

El factor de seguridad es mayor a 1 por lo tanto si podrá trabajar estáticamente.

Las fallas por fatiga se pueden causar por cargas que varían con el tiempo. La grúa se le considera como equipos de servicio, las cuales las cargas suelen ser variables en amplitud y frecuencia [19].

En la Figura 21, se observa estas fluctuaciones del esfuerzo invertido, repetido y fluctuante.

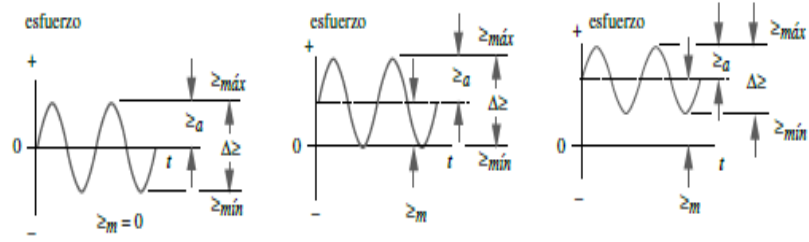


Figura 21. Valores alternativos, medio y del intervalo de ciclo de esfuerzos invertido, repetido y fluctuante.

Se considerará como un esfuerzo repetitivo para el diseño:

$$\sigma_{min} = 0[MPa], \text{ y } \sigma_{max} = \sigma' = 66.68 [MPa]$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (31)$$

$$\sigma_m = \frac{66.68 [MPa] + 0[MPa]}{2} = 33.34[MPa]$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (32)$$

$$\sigma_a = \frac{66.68 [MPa] - 0[MPa]}{2} = 33.34[MPa]$$

Donde:

σ_m : Esfuerzo medio

σ_a : Esfuerzo alternante

En la Figura 22 se muestra la relación entre S_{ut} y la S_f de diferentes materiales.

aceros:	$\begin{cases} S'_e \cong 0.5 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ S'_e \cong 100 \text{ kpsi (700 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \end{cases}$
hierros:	$\begin{cases} S'_e \cong 0.4 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 60 \text{ kpsi (400 MPa)} \\ S'_e \cong 24 \text{ kpsi (160 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 60 \text{ kpsi (400 MPa)} \end{cases}$
aluminios:	$\begin{cases} S'_{f_{0.5ES}} \cong 0.4 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 48 \text{ kpsi (330 MPa)} \\ S'_{f_{0.5ES}} \cong 19 \text{ kpsi (130 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 48 \text{ kpsi (330 MPa)} \end{cases}$
aleaciones de cobre:	$\begin{cases} S'_{f_{0.5ES}} \cong 0.4 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 40 \text{ kpsi (280 MPa)} \\ S'_{f_{0.5ES}} \cong 14 \text{ kpsi (100 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 40 \text{ kpsi (280 MPa)} \end{cases}$

Figura 22. Relación entre resistencia a la fatiga.

$$S'_e \cong 0.5 S_{ut} \quad (33)$$

$$S'_e \cong 0.5 (400 \text{ MPa})$$

$$S'_e \cong 200 \text{ MPa}$$

Factor de tamaño

Para determinar el factor de tamaño se debe calcular el área de la sección transversal esforzada, arriba del 95% de su esfuerzo máximo.

En la Figura 23, se puede observar figuras de áreas sometidas al 95% de esfuerzo de varias cargas a flexión.

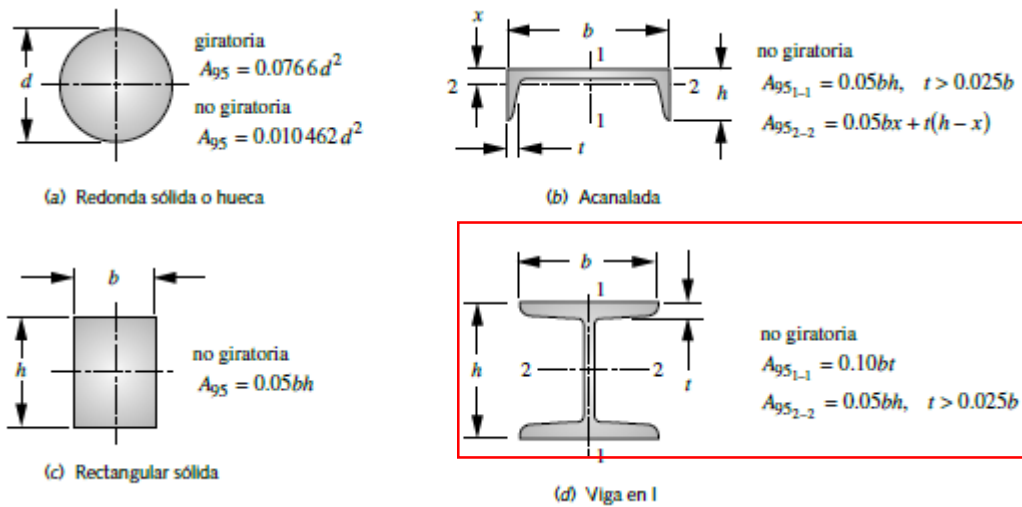


Figura 23. Figuras de áreas sometidas al 95% de esfuerzo.

$$\text{Para } d \leq 0.3[in](8[mm]) \quad C_{\text{tamaño}} = 1$$

$$\text{Para } 0.3[in] < d \leq 10[in] \quad C_{\text{tamaño}} = 0.869d^{-0.097}$$

$$\text{Para } 8[mm] < d \leq 250[mm] \quad C_{\text{tamaño}} = 1.189d^{-0.097}$$

Por lo tanto, se aplica:

$$A_{95_{x-x'}} = 0.05bh \quad \text{para } t > 0.025b$$

Se verifica si el perfil cumple con la condición para el uso de la ecuación:

$$t > 0.025b \text{ datos del perfil}$$

La condición si cumple y se procede a calcular $A_{95_{x-x'}}$

$$A_{95_{x-x'}} = 0.05 bh = 0.05(257[mm])(363[mm])$$

$$A_{95_{x-x'}} = 4664.55[mm^2]$$

La muestra de la viga giratoria para el diámetro equivalente de cualquier sección transversal es de la siguiente manera:

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} \quad (34)$$

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{4664.55[mm^2]}{0.0766}}$$

$$d_{equiv} = 246.76 [mm]$$

Se verifica la condición $8[mm] < d_{equiv} \leq 250[mm]$

Por lo tanto, se utiliza

$$C_{tamaño} = 1.189d^{-0.097} = 1.189(246.76)^{-0.097}$$

$$C_{tamaño} = 0.696$$

Factor de carga

La viga está sometida a flexión, por lo cual el factor de carga es:

$$C_{carga} = 1$$

Factor de superficie

Existen varios parámetros que se utilizan en la actualidad para verificar la superficie de varios materiales, por lo cual en la Figura 24, se observa los diferentes factores de superficies para varios acabados del acero.

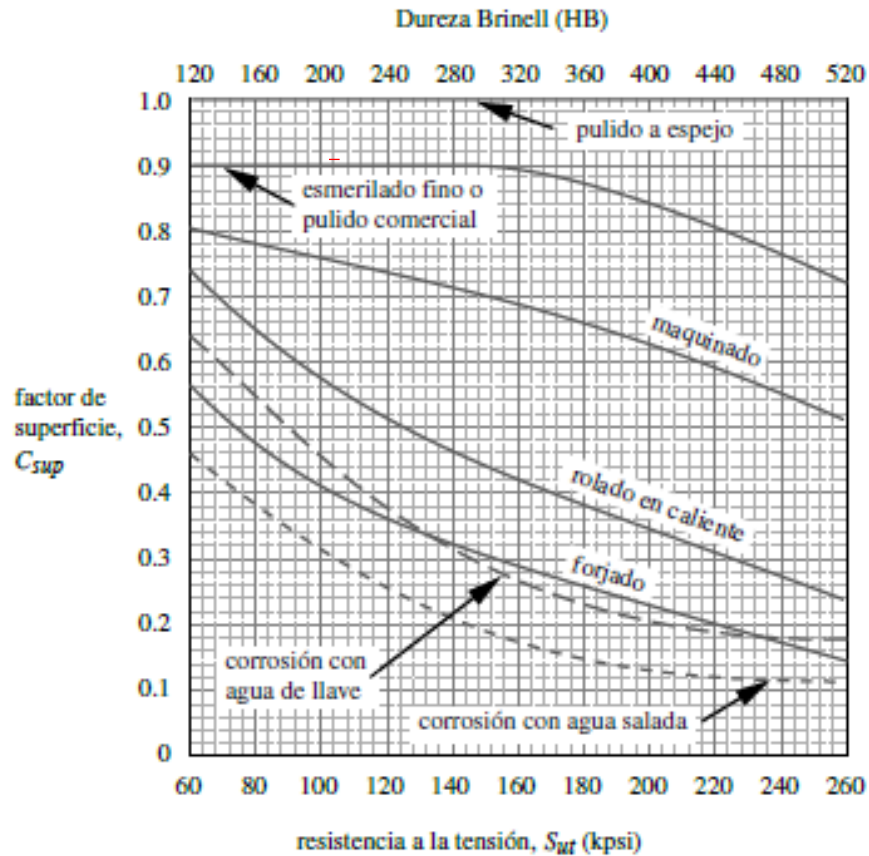


Figura 24. Factores de superficie de varios acabados para el acero.

El factor de superficie para acabado de laminado en caliente y esfuerzo último es igual:

$$C_{superficie} = 0,74$$

Factor de temperatura

El factor de temperatura se procede a seleccionar teniendo en cuenta que el elemento no aumente la temperatura por encima de la ambiental, así se obtiene:

$$C_{temperatura} = 1$$

Los factores de confiabilidad

Se trabaja con una confiabilidad de 9,999%, por lo cual:

$$C_{confiabilidad} = 0,659$$

Determinado los factores de limite a la resistencia real se aplicará la siguiente fórmula:

$$S_e = C_{corga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S'_e \quad (35)$$

$$S_e = (1)(0,696)(0,74)(1)(0,659)(200[MPa])$$

$$S_e = 67,88[MPa]$$

Corregido el límite de resistencia debido a la fatiga, se obtiene los debidos factores de seguridad. Para obtener estos factores de seguridad, se aplicará Goodman modificado.[1]

$$nf = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (36)$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{32,27[MPa]}{67,88[MPa]} + \frac{32,27[MPa]}{400[MPa]}}$$

$$nf = 1,79$$

La viga propuesta cumple con los factores de seguridad de fatiga

3.4 Diseño de la conexión entre la viga principal y la columna

La unión entre la viga principal y la columna es de suma importancia para brindar la rigidez necesaria a la estructura que compone un pórtico[20]. Se procede al diseño para el dimensionamiento de la conexión y de los pernos, se usa la guía de diseño de la AISC.

Para la determinación del momento de conexión requerido se utiliza la ecuación 37.

$$M_{uc} = M_{pe} + V_u L_p \quad (37)$$

Donde:

- V_u : Es el valor de la fuerza cortante en la conexión.
- L_p : Es la distancia de la columna a la rótula plástica.
- M_{pe} : Es el Momento esperado en la rótula plástica.

En la Figura 25, se puede ver el diagrama de cuerpo libre del modelo guía, donde el momento esperado en la rótula está sustentando por la ecuación 38.

$$M_{pe} = 1.1 R_y F_y Z_z \quad (38)$$

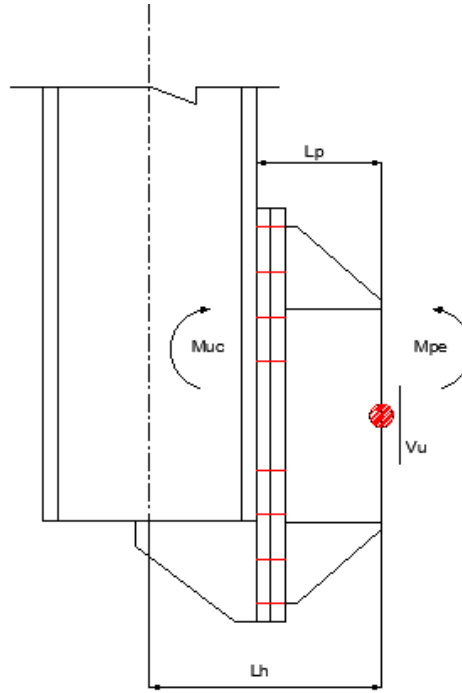


Figura 25. Modelo utilizado para el cálculo del momento

El valor de R_y es de 1,1 cuando F_y es 50 kpsi (345 MPa) y 1,5 cuando F_y es 36 kpsi (250 MPa) para el acero de la viga principal W14*82 se usa R_y de 1,1. El valor de Z_z es el módulo plástico de la viga obtenido, lo cual se observa en las especificaciones de la viga en los anexos.

Por lo cual se reemplaza los valores pertinentes de la ecuación 38:

$$M_{pe} = 1.1(1.5)(250)(732 * 10^3)$$

$$M_{pe} = 3,019 * 10^8 [N * mm]$$

El valor de L_p se lo calcula por medio de la ecuación 31, donde b_f es el ancho y h es la altura de la viga. (Ver Anexo 2) donde la viga principal tiene una altura de 363 mm y 257 mm de ancho.

$$L_p = \min \left[\frac{h}{2}, \frac{3b_f}{2} \right] \quad (39)$$

$$L_p = \min \left[\frac{363}{2}, \frac{3(257)}{2} \right] = \frac{181.5 [mm]}{771 [mm]}$$

$$L_p = 181.5 [mm]$$

La fuerza cortante $V_u = 73500$ N, se reemplaza los valores obtenidos en la ecuación 36:

$$M_{uc} = (3,019 \cdot 10^8) + (73500)(282,5).$$

$$M_{uc} = 3,15 \cdot 10^8 [N \cdot mm]$$

La selección adecuada de las dimensiones de la disposición del perno es una parte crítica del diseño de la conexión de la placa final. Un espacio de tornillo más pequeño dará como resultado conexiones más económicas que las que tienen un espacio de tornillo más grande. Sin embargo, el pequeño espacio entre los pernos puede causar dificultades con el ajuste y el apriete de los pernos durante el montaje [20].

Para el diseño se utilizará una configuración de 8 pernos con rigidizadores, de acuerdo a la Figura 26.

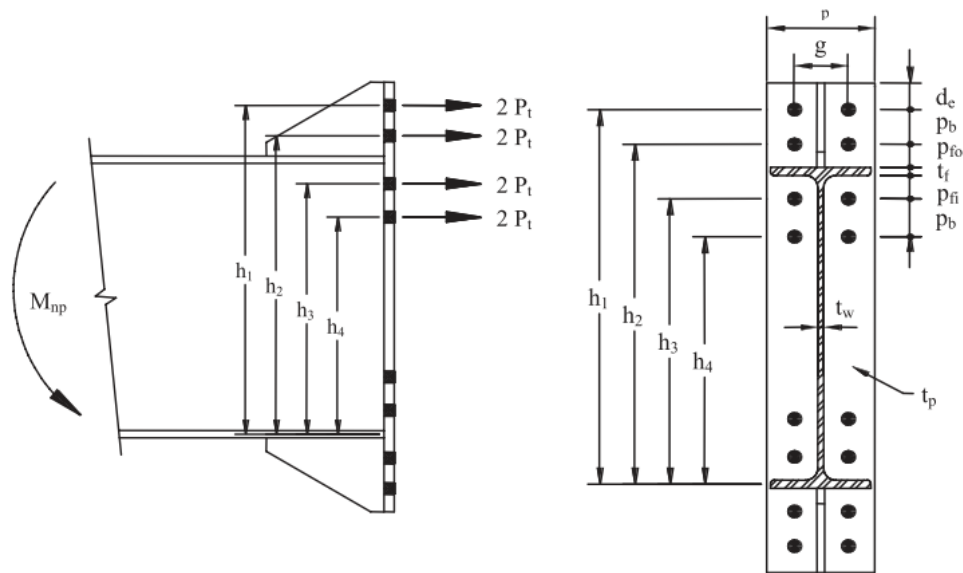


Figura 26. Modelo y Geometría de Conexión de 8 pernos.

En el Manual de la ASIC, se dan recomendaciones de las distancias mínimas al borde de la placa y entre pernos para conexiones apernadas. Dependiendo del diámetro nominal del perno, las cuales son:

- Para la distancia mínima entre pernos es 3 db
- Para la distancia mínima al borde es 1,25 db

Se realiza el cálculo para pernos de 1 pulgada de diámetro (25,4 mm), se obtienen la siguiente distancia:

$$dist.pernos_{min} = 3(25,4mm) = 76,2[mm] \approx 76[mm]$$

$$dist.borde_{min} = 1,25(25,4mm) = 31,75[mm] \approx 32[mm]$$

Según las recomendaciones de la AISC, la distribución de los pernos se representa en la Figura 8. Como se mencionó anteriormente la configuración es de 8 pernos, se muestra una configuración total de 16 pernos encargados de brindar una conexión eficaz.

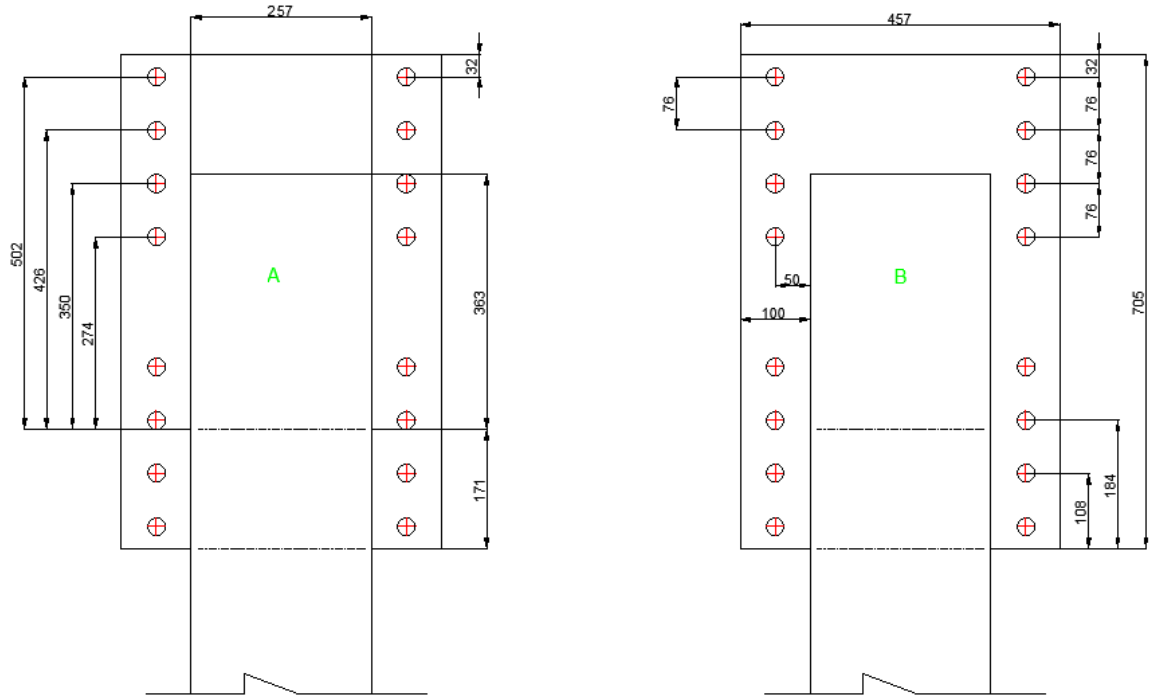


Figura 27. Sección de la conexión pernada viga-columna.

Para el cálculo del diámetro requerido de los pernos se utiliza la ecuación 40, derivada de igualar el momento requerido de conexión M_{uc} , al momento de no deformación M_{np} . Donde el valor de ϕ es de 0,75 y el valor de las distancias se tomará de la figura 27, los cuales se detallan a continuación:

- Resistencia del perno $F_t=779$ MPa
- Distancias: $h_1= 502$, $h_2=426$, $h_3=350$, $h_4=274$

$$d_{b,req} = \sqrt{\frac{M_{uc}}{\pi \phi F_t (h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5)}} \quad (40)$$

$$d_{b,req} = \sqrt{\frac{3,15 \cdot 10^8}{\pi (0,75) (779) (502 + 426 + 350 + 274)}}$$

$$d_{b,req} = 10,51 [mm]$$

Se ocuparán pernos de 7/8" (22,22mm) que cumplirán con el diámetro mínimo requerido

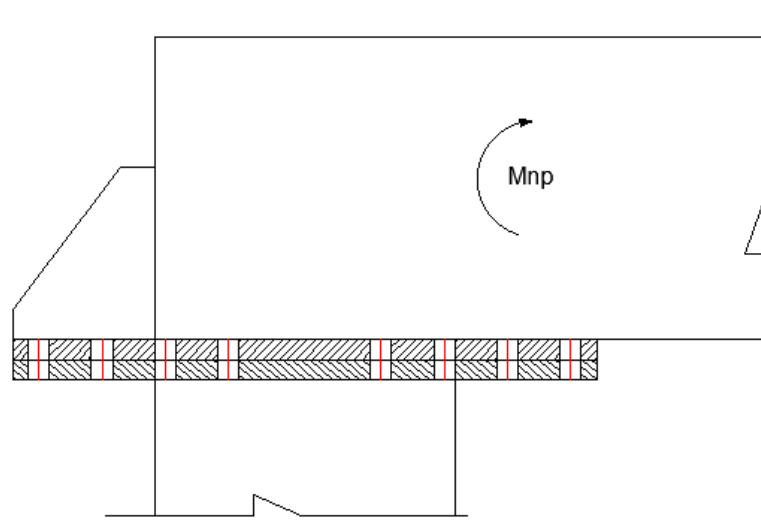


Figura 28. Esquema de conexión viga-columna

El Momento de no deformación en los pernos se lo calcula a partir de la tensión admisible en los pernos (P_t), y las distancias de los pernos. La ecuación 41 es derivada del diagrama de cuerpo libre de la conexión mostrado en la Figura 28.

$$M_{np} = 2P_t(h_1 + h_2 + h_3 + h_4) \quad (41)$$

La Tensión admisible en los pernos se la calcula a partir de la resistencia del perno (F_t), y el área del perno a utilizar (A_b).

$$P_t = F_t * A_b \quad (42)$$

$$P_t = F_t * \left(\frac{\pi d_b^2}{4} \right)$$

$$P_t = 779 * \left(\frac{\pi (22,22)^2}{4} \right)$$

$$P_t = 302075,46 [N]$$

Se reemplaza los valores obtenidos en la ecuación 35,

$$M_{np} = 2(302075,46)(502 + 426 + 350 + 274)$$

$$M_{np} = 9,37 * 10^8 [N * mm]$$

Para confirmar que el dimensionamiento es correcto se debe cumplir la siguiente condición:

$$\phi M_{np} > M_{uc}$$

$$(0,75)(9,37 * 10^8) > 3,15 * 10^8 \quad \text{por lo tanto, Ok}$$

$$7,02 * 10^8 > 3,15 * 10^8$$

3.5 Espesor de la placa base

Para calcular el espesor mínimo requerido de la placa base conectora, se utiliza la ecuación 42.

$$t_{b,req} = \sqrt{\frac{1,1\phi M_{np}}{\phi_b F_{yp} Y_p}} \quad (43)$$

Donde

Y_p : se refiere al mecanismo de línea de fluencia en la placa dependiendo de la configuración de pernos.

ϕ_b : tiene un valor de 0,9 acorde a la guía

F_{yp} : se refiere al límite de fluencia del material de la placa base.

En la Figura 28, se encuentra el modelo completo de Y_p que proporciona la guía para la conexión de 8 pernos con rigidizadores. Se obtienen todos los valores geométricos de la figura 27(B)

End Plate Geometry and Yield Line Pattern		Bolt Force Model
Case 1 ($d_e \leq s$)	Case 2 ($d_e > s$)	
<p>End Plate</p> <p>$\phi M_{pl} = \phi_b F_{yp} t_p^2 Y_p$</p> <p>Case 1 ($d_e < s$)</p> $Y_p = \frac{b_p}{2} \left[h_1 \left(\frac{1}{2d_e} \right) + h_2 \left(\frac{1}{p_{fo}} \right) + h_3 \left(\frac{1}{p_{fi}} \right) + h_4 \left(\frac{1}{s} \right) \right] + \frac{2}{g} \left[h_1 \left(d_e + \frac{p_b}{4} \right) + h_2 \left(p_{fo} + \frac{3p_b}{4} \right) + h_3 \left(p_{fi} + \frac{p_b}{4} \right) + h_4 \left(s + \frac{3p_b}{4} \right) + p_b^2 \right] + g$ <p>Case 2 ($d_e > s$)</p> $Y_p = \frac{b_p}{2} \left[h_1 \left(\frac{1}{s} \right) + h_2 \left(\frac{1}{p_{fo}} \right) + h_3 \left(\frac{1}{p_{fi}} \right) + h_4 \left(\frac{1}{s} \right) \right] + \frac{2}{g} \left[h_1 \left(s + \frac{p_b}{4} \right) + h_2 \left(p_{fo} + \frac{3p_b}{4} \right) + h_3 \left(p_{fi} + \frac{p_b}{4} \right) + h_4 \left(s + \frac{3p_b}{4} \right) + p_b^2 \right] + g$ <p>$s = \frac{1}{2} \sqrt{b_p g}$ $\phi_b = 0.90$ Note: If $p_{fi} > s$, use $p_{fi} = s$</p>		
<p>Bolt Rupture</p> <p>$\phi M_{np} = \phi 2 P_t (h_1 + h_2 + h_3 + h_4)$ $\phi = 0.75$</p>		

Figura 29. Diseño de placa con rigidizadores para 8 pernos

Se calculará el valor de S, para seleccionar el caso 1 o caso 2 de ser necesario:

$$s = \frac{1}{2} \sqrt{b_p g} = \frac{1}{2} \sqrt{457 * 357} = 201,95 [mm] \quad (44)$$

Por lo tanto, se utilizará el caso 1, son distancias: g=357mm; Pb=139 mm; Pfo=76mm; Pfi=13mm; de=32mm; bp=457mm, se reemplazarán en la ecuación 45:

Caso 1 ($s > d_e$)

$$y_p = \frac{b_p}{2} \left[h_1 \left(\frac{1}{2d_e} \right) + h_2 \left(\frac{1}{P_{fo}} \right) + h_3 \left(\frac{1}{P_{fi}} \right) + h_4 \left(\frac{1}{s} \right) \right] + \frac{2}{g} \left[h_1 \left(d_e + \frac{P_b}{4} \right) + h_2 \left(P_{fo} + \frac{3P_b}{4} \right) + h_3 \left(P_{fi} + \frac{P_b}{4} \right) + h_4 \left(s + \frac{3P_b}{4} \right) + P_b^2 \right] + g \quad (45)$$

$$y_p = \frac{475}{2} \left[502 \left(\frac{1}{64} \right) + 426 \left(\frac{1}{76} \right) + 350 \left(\frac{1}{13} \right) + 274 \left(\frac{1}{201,95} \right) \right] + \frac{2}{357} \left[502 \left(32 + \frac{139}{4} \right) + 426 \left(76 + \frac{139}{4} \right) + 350 \left(13 + \frac{139}{4} \right) + 274 \left(139 + \frac{417}{4} \right) + 139^2 \right] + 357$$

$$y_p = 9535,044 + 1027,29 + 357$$

$$y_p = 10919,33 [mm]$$

Finalmente se reemplaza los valores en la ecuación 43.

$$t_{b,req} = \sqrt{\frac{1,1(0,75)(9,37 * 10^8)}{0,9(250)(10919,33)}}$$

$$t_{b,req} = 17,81 [mm]$$

Se va a utilizar un espesor de placa base de 20 mm, que supera lo requerido, separándolas en dos placas de 10 mm, una que se soldará en la viga principal y otra en la columna.

3.6 Dimensionamiento de Rigidizadores

En la Figura 30, se observa la geometría de los rigidizadores a usa, el valor I_{st} se obtendrá a partir de la ecuación 46.

$$L_{st} = \frac{h_{st}}{\tan 30^\circ} \quad (46)$$

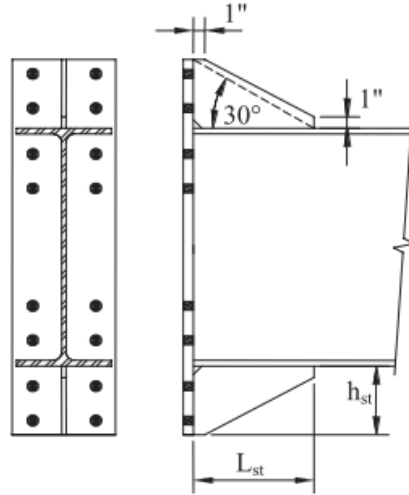


Figura 30. Geometría de rigidizadores para la conexión.

Se van a ubicar rigidizadores en ambos lados de la conexión, por lo tanto, se calculará el valor h_{st} , para la conexión.

$$L_{st1} = \frac{171}{\tan 30^\circ} = 296,18 [mm]$$

$$L_{st2} = \frac{100}{\tan 30^\circ} = 173,21 [mm]$$

Se aproximan los valores de L_{st1} a 300 mm y L_{st2} a 250 mm respectivamente para la altura de los rigidizadores y se mantendrá los bordes de una pulgada. Para determinar el espesor de cada uno de los rigidizadores se ocupará la ecuación 46.

$$L_{s, req} = t_w \left(\frac{F_{yb}}{F_{ys}} \right) \quad (47)$$

Donde

- F_{ys} : Es límite de fluencia del material de los rigidizadores.
- t_w : Es el espesor del alma de la viga.

$$L_{s, req} = 13 \left(\frac{250}{250} \right) = 13 [mm]$$

Para prevenir el pandeo local en los rigidizadores se debe cumplir con el criterio de ancho-espesor[14], según la ecuación 47.

$$t_s \geq 1,79 h_{st} \sqrt{\frac{F_{ys}}{E}} \quad (48)$$

Para hst-1=171 mm

$$t_s \geq 1,79(171) \sqrt{\frac{250 \cdot 10^6}{207 \cdot 10^9}}$$

$$13 \geq 10,63$$

\therefore *Pandeo Local*

Al tener pandeo local, se cambiará el espesor de rigidizador por uno de mayor dimensión 15 mm que cumple con el criterio.

Para hst_2=100 mm

$$t_s \geq 1,79(100) \sqrt{\frac{250 \cdot 10^6}{207 \cdot 10^9}}$$

$$13 \geq 6,22$$

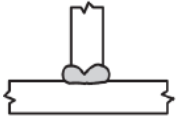
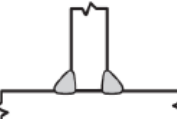
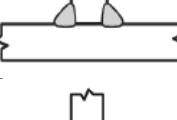
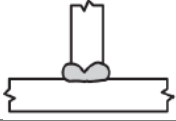
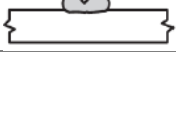
\therefore *No existe Pandeo Local*

3.7 Diseño de las uniones soldadas

En la mayoría de elementos constructivos de la grúa pórtico se deben especificar las conexiones soldadas. Existen diferentes métodos para el cálculo según el caso que aplique. La norma CMAA 70, especifica que las conexiones soldadas deben ser diseñadas bajo el código AWS D14.1 “Specification for Welding of Industrial and Mill Cranes and Other Material Handling Equipment”. Por lo cual, todas las uniones soldadas de la estructura de la grúa serán diseñadas para cumplir dicho código[14].

En la tabla 31 se muestran los diferentes tipos de conexión soldadas y espesores.

Tabla 31. Tipos de conexión soldadas.

Elemento	Junta	Tipo	Diagrama	Espesor	Espesor 2
Viga principal	Alma –Placa de conexión apernada	T penetración completa		10	30
	Rigidizador – Alma	T penetración parcial		10	10
	Rigidizador-Placa de conexión	T penetración parcial		10	10
Columna	Placa de conexión	T penetración completa		15	30
	Rigidizadores-Placa de conexión	T penetración completa		10	10

Viga testera	Columna-viga testera	T penetración completa		10	30
---------------------	----------------------	------------------------	--	----	----

El código de soldadura AWS D14.1 posee varias tablas que recomiendan las dimensiones de la garganta según el tipo de unión y el espesor del material. [14].

3.7.1 Análisis de soldadura

En la tabla 32 relacionada a la soldadura de filete donde se observa el tamaño de la soldadura para los diferentes espesores del material de la parte unida.

Tabla 32. Tamaños mínimos para la soldadura de filete

Tamaños mínimos para la soldadura de filete	
Espesor del material de la parte unida más delgada, in(mm)	Tamaño mínimo de la soldadura de filete, in(mm)
Hasta ¼ (6) inclusive	1/8 (3)
Mayor de ¼ (6), hasta ½ (13) inclusive	3/16 (5)
Mayor de ½ (6), hasta ¾ (19) inclusive	1/4 (6)
Mayor de ¾ (19)	5/16 (8)

3.7.2 Área efectiva en la soldadura de filete

$$A_w = 0,707 wL \quad (49)$$

Donde:

A_w : Área efectiva de la soldadura, en pulg² (mm²)

w : Tamaño o pierna del filete de soldadura, en pulg (mm)

L : Longitud efectiva del filete de soldadura, dada por la longitud total del cordón completo, incluyendo las vueltas en las esquinas, en pulg (mm)

De la tabla 30, se obtiene el valor de $w = \frac{3}{16}$ [pulg]. Entonces de la ecuación 49 se obtiene:

$$A_w = 0.707 \left(\frac{3}{16} [\text{pulg}] \right) (24 [\text{pulg}])$$

$$A_w = 3.1815 [\text{pulg}^2]$$

3.7.3 Resistencia de la soldadura de filete

Para determinar la resistencia nominal del metal de soldadura, se aplica la siguiente ecuación:

$$F_w = 0,60 F_{EXX} \quad (50)$$

Donde:

F_w : Resistencia nominal del metal de soldadura por unidad de área, en Ksi (Mpa)

F_{EXX} : Número de clasificación del electrodo, en Ksi (MPa)

En la tabla 33 se puede observar el tipo de electrodos de acuerdo al espesor utilizado.

Tabla 33. Metal de aporte compatible para metal base.

Metal Base	Metal de Aporte Compatible
A36, espesor ≤ 19 mm	Electrodos E60 & E70
A36, espesor >19 mm	SMAW: E7015, E7016, E7018, E7028
A572(Gr.50&55)	Otros procesos: Electrodos E70
A588* A913(Gr.50)	
A1011 A992	
A1018	
A913(Gr.60&65)	Electrodos E80

En la Tabla 34, se observa los valores de resistencia para los diferentes electrodos.

Tabla 34. Resistencia del electrodo.

Electrodo	F_{EXX} (Ksi)	C_1
E60	60	0.857
E70	70	1.00
E80	80	1.03
E90	90	1.16
E100	100	1.21
E110	110	1.34

De la Tabla 34, se obtiene el valor de $F_{EXX} = 70$ [Ksi]. Entonces de la ecuación 50 se obtiene:

$$F_w = 0,60 \times 70 = 42[\text{Ksi}]$$

La resistencia nominal corte P_n , de una soldadura de filete se puede determinar de la siguiente manera, para carga longitudinal:

Para $L / t < 25$:

$$P_n = \left(1 - \frac{0.01L}{t}\right) tLF_u \quad (51)$$

$$\phi = 0,60 \text{ (LRFD)} \quad \Omega = 2,50 \text{ (ASD)}$$

Para $L / t \geq 25$:

$$P_n = 0.75tLF_u \quad (52)$$

$$\phi = 0,55 \text{ (LRFD)} \quad \Omega = 2,50 \text{ (ASD)}$$

Para carga transversal

$$P_n = tLF_u \quad (53)$$

$$\phi = 0,60 \text{ (LRFD)} \quad \Omega = 2,50 \text{ (ASD)}$$

Donde:

t : Valor menor entre t_1 o t_2

L : Longitud de la soldadura de filete

F_u : Resistencia a la tracción

Además, para $t > 0,150$ pulg (3,81mm), la resistencia nominal determinada anteriormente no debe superar el siguiente valor de P_n :

$$P_n = 0,75t_wLF_{xx} \quad (54)$$

$$\phi = 0,60 \text{ (LRFD)} \quad \Omega = 2,50 \text{ (ASD)}$$

En la figura 31 se puede observar las soldaduras de filete según AISI

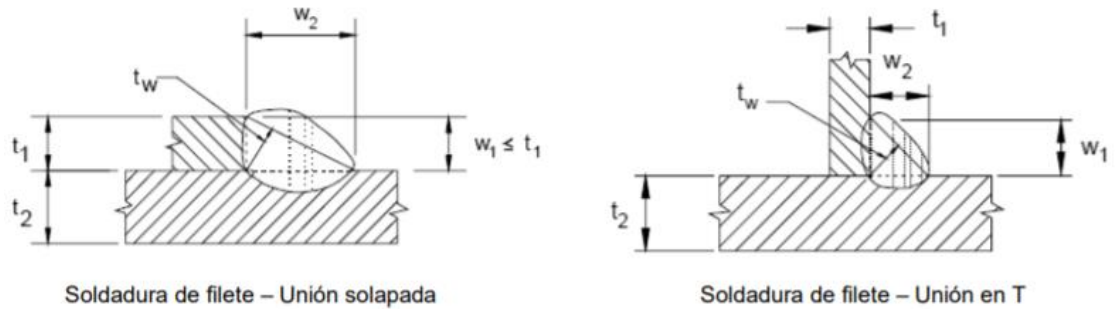


Figura 31. Soldaduras de filete según AISI

3.7.4 Resistencia de soldadura:

$$R_n = A_w F_w = 3,1815 [\text{pulg}^2] \times 42 [\text{Ksi}] = 133,623 [\text{Klb}]$$

3.8 Diseño de Viga Transportadora

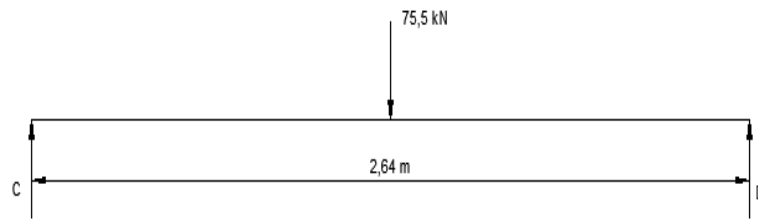


Figura 32. Diagrama de cuerpo libre viga-testera

$$\begin{aligned} \sum F_y = 0 \\ R_c + R_D - W = 0 \end{aligned} \qquad \sum F_x = 0$$

$$M_C = 0$$

$$R_D(2,64) + 73,5(1,32) = 0$$

$$R_D = 36,7 \text{ KN}$$

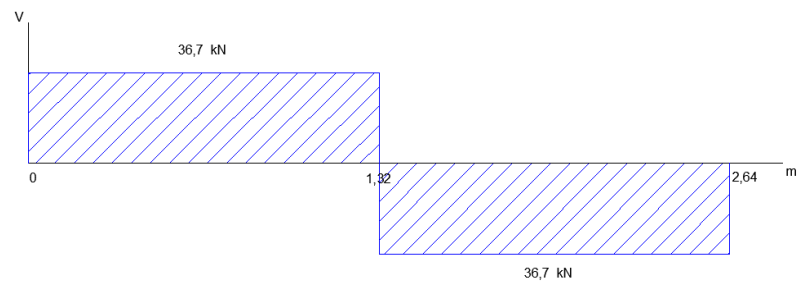


Figura 33. Diagrama de Cortante viga testera.

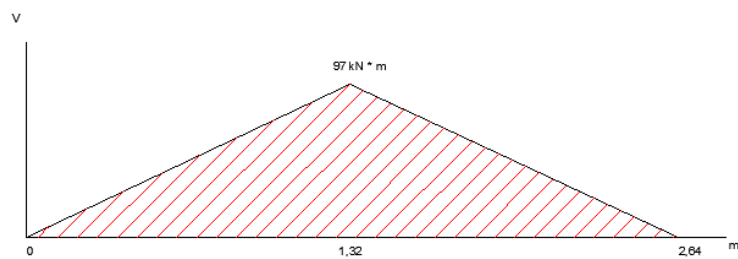


Figura 34. Diagrama de Momento.

De acuerdo a la ecuación 55, se tiene que:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{Z} \quad (55)$$

Se tiene el factor de seguridad que es igual:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad (56)$$

Se sustituyó las ecuaciones 55 y en la ecuación 56.

$$n = \frac{\frac{S_y}{M_{\max}}}{Z} \quad (57)$$

Se despeja el momento resistor

$$Z = \frac{n * M_{\max}}{S_y}$$

Donde:

z : Es el momento resistor

n : El factor de seguridad que sera 3

M_{\max} : Momento máximo producido

S_y Esfuerzo de fluencia

$$z = \frac{3 * 97 \text{ KN} * m}{250 \text{ MPa}} = 1,164 \times 10^{-3} m^3 \approx 1164000 mm^3$$

Se selecciona la viga W 12x58 con un $z = 1,28 \times 10^{-3} m^3$

$$n = \frac{\frac{S_y}{M_{\max}}}{z} = \frac{\frac{250 \times 10^{-3} [N / m^2]}{97 \times 10^3 [N * m]}}{1,28 \times 10^{-3} [m^3]} = 3,29$$

De acuerdo a las gráficas de cortantes y momento se obtiene:

$$V_{\max} = 36.7 \text{ KN}$$

$$M_{\max} = 97 \text{ KN} * m$$

$$I_x = 1.977 * 10^{-4}$$

$$\begin{aligned} \text{Las características de la viga W12*58 } \approx \\ C = 0,154 m \\ A = 0,01096 \end{aligned}$$

$$\sigma = \frac{M_{\max} * C}{I_x - x'}$$

$$\tau_{xy} = \frac{V_{\max}}{A_{\text{cortante}}}$$

$$\sigma = \frac{97 * 0,154}{1,977 * 10^{-4}} = 75,5 [MPa]$$

$$\tau_{xy} = \frac{36.7}{0,01096} = 3,34 [MPa]$$

3.8.1 Diseño de las vigas carrileras a fatiga

Esfuerzo de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(75,5)^2 + 3(3,34)^2}$$

$$\sigma' = 75,72 [MPa]$$

Para determinar la resistencia de la viga a cargas variables se utilizará la teoría de esfuerzo-vida infinita con el diagrama de Goodman modificado. En el punto 0 (a tracción), el esfuerzo mínimo se producirá cuando el puente grúa no esté cargado y puede asumirse como cero [16].

$$\begin{aligned}\sigma_{\min} &= 0 \text{ [MPa]} \quad \text{y} \quad \sigma_{\max} = \sigma' = 75.72 \text{ [MPa]} \\ \sigma_m &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{75.72 + 0}{2} = 37.86 \text{ [MPa]} \\ \sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{75.72 - 0}{2} = 37.86 \text{ [MPa]}\end{aligned}$$

Factores que reducen la resistencia a la fatiga en una viga.

Factor de seguridad utilizando el criterio de Goodman modificado, se calcula el límite de la resistencia para aceros por medio de la Tabla 35.

Tabla 35. Factor de resistencia del Acero.

$S_e' = 0.5 S_{ut}$	Para $S_{ut} < 200 \text{ kpsi (700 MPa)}$
$S_e' = 100 \text{ Kpsi (700 MPa)}$	Para $S_{ut} > 200 \text{ kpsi (700 MPa)}$

Factor de tamaño

Para determinar el factor de tamaño se debe calcular el área de la sección transversal esforzada arriba del 95% de su esfuerzo máximo. Se puede observar en la Tabla 19. Hay que considerar el hecho de que las piezas más grandes fallan por menores esfuerzos [19].

Por lo tanto:

$$\begin{aligned}A_{95X-X'} &= 0.05bh & t > 0.0025b \\ A_{95X-X'} &= 0.05(254)(310) & t > 0.0025(254) \\ A_{95X-X'} &= 39.37 \text{ mm}^2 & 16.3 > 6.35 \\ d_{equi} &= \sqrt{\frac{A_{95}}{0.7666}} = 71.66 \text{ mm}\end{aligned}$$

Entonces

$$\begin{aligned}8 \leq d_{equi} &\leq 250 \\ 8 \leq 71.66 &\leq 250 \quad \text{si cumple}\end{aligned}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1,189 * d^{-0,097}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 0,785$$

Factor de carga

La viga está sometida a flexión, por lo cual el factor de carga es:

$$C_{\text{carga}} = 1$$

Factor de superficie

El factor de superficie para acabado de laminado en caliente y esfuerzo último es igual:

$$C_{\text{superficie}} = 0,74$$

Factor de temperatura

La viga no está sometida a temperaturas críticas, ni extremas, entonces:

$$C_{\text{temperatura}} = 1$$

Factor de confiabilidad

Se trabaja con una confiabilidad de 9,999%, por lo cual:

$$C_{\text{confiabilidad}} = 0,659$$

Determinado los factores de límite a la resistencia real se aplicará la siguiente fórmula:

$$\begin{aligned} S_e &= C_{\text{carga}} C_{\text{tamaño}} C_{\text{superficie}} C_{\text{temperatura}} C_{\text{confiabilidad}} S'_e \\ S_e &= (1)(0,785)(0,74)(1)(0,659)(200[MPa]) \\ S_e &= 76,56[MPa] \end{aligned}$$

El factor de seguridad sometido a fatiga es:

$$\begin{aligned} Nf &= \frac{Se}{\sigma_a'} \left[1 - \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} \right] \\ Nf &= \frac{76,56[MPa]}{37,86[MPa]} \left[1 - \frac{37,86[MPa]}{400[MPa]} \right] \\ Nf &= 1,83 \end{aligned}$$

El perfil seleccionado, cumple con el diseño establecido a fatiga, por lo que el factor de seguridad es aceptable, entonces la viga propuesta no fallará por fatiga.

3.8.2 Selección de ruedas

Dos ruedas que giran sobre rodamientos, una de las cuales es accionada en ataque directo por el eje de salida de reductor [17].

De acuerdo a la viga seleccionada como testera, en el dimensionamiento de esta, se muestra que el diámetro de las ruedas debe tener un diámetro de 250 mm, por lo cual en el Anexo 3, se observa la velocidad de traslación es de 40 m/min.

3.9 Diseño del sistema de movimiento de trolley

Para generar el movimiento transversal de trolley se basará en el libro de CMMA, en el cual debe tener en cuenta la longitud de la pista para la velocidad del puente, tomar en cuenta el puente para la velocidad del carro, la distancia media recorrida y las características de localización requeridas [21].

Donde la velocidad del trolley es 50 ft/min o 15 m/min.

La fuerza que puede soportar las ruedas, se basará en las cargas muertas Tabla 36 y las cargas vivas Tabla 37.

Tabla 36. Cargas muertas requeridas para la selección de las ruedas del trolley.

Cargas muertas	W_D (Kg)
Peso del tecele	404
Peso de la estructura del trolley	402
Total	806

Tabla 37 Cargas vivas requeridas para la selección de las ruedas del trolley

Cargas vivas	W_L (Kg)
Peso del tecele	12000
Total	12000

De esta forma se calculará la fuerza máxima que soporta cada rueda, por medio de la ecuación 58.

$$P = \frac{f_D W_D + f_L W_L}{4} \quad (58)$$

Donde:

f_D : Factor independiente para la carga muerta.

f_L : Factor de carga del polipasto.

Para el cálculo del factor independiente de la carga muerta, se utiliza la ecuación 59.

$$f_D = 1,1 \leq 1,05 + \frac{V[fp\text{m}]}{2000} \geq 1,02 \quad (59)$$

$$f_D = 1,1 \leq 1,05 + \frac{50[fp\text{m}]}{2000} \geq 1,02$$

$$f_D = 1,075$$

En la ecuación 60, se puede observar el factor de carga del polipasto, donde influyen las cargas verticales, fuerzas de los miembros.

$$f_L = 0,15 \leq 0,005 * V_{tecle} \leq 5 \quad (60)$$

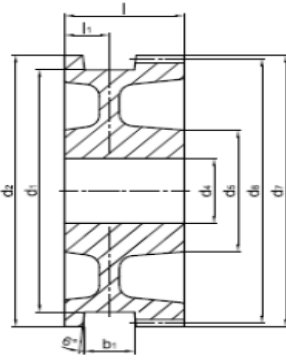
$$f_L = 0,15 \leq 0,005 * 4 \leq 5$$

$$f_L = 1,15$$

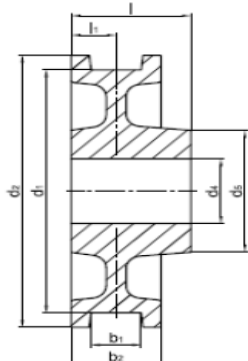
Se calcula la fuerza máxima que soportará cada una de las ruedas al momento de izar la carga.

$$P = \frac{1,07(808[kg]) + 1,15(12000[kg])}{4} = 3666,14[kg]$$

En la figura 35, se muestra la selección de una rueda de diámetro de 250 mm, las cuales pueden soportar hasta una carga de 5600 kg. Por lo tanto, cumple con las especificaciones establecidas.



Form A with gear ring



Form B without gear ring

wheel-Ø d ₁	b ₁ ⁽¹⁾	b ₂	d ₂	d ₄ ⁽¹⁾	d ₅	l	l ₁	gear ring ⁽²⁾ (Form A)				unit weight ≈[kg]		wheel load [kg] ⁽³⁾
								mod- ule	number of teeth	d ₆	d ₇	Form A	Form B	
160	30-60	80	186	30-65	85	95	40	2,5 3	72 60	180 186	10	8,5	3 300	
200	30-60	80	232	30-90	117	95	40	3 4	75 56	225 224	17,5	16	4 300	
250	30-60	80	274	40-110	142	120	40	3 4	88 66	264 270 272	30	25	5 600	

Figura 35. Cuadro de selección de ruedas

3.9.1 Selección del Motor

Según el manual de la CMAA, especificado en la figura 14, la velocidad del trolley es de 15 m/min que es la más baja dentro del rango; se selecciona esta para evitar tener un mejor control al momento de izar la carga. Se calculará la aceleración rotacional del trolley con la ayuda de la ecuación 61.

$$w_f = w_o + \alpha t \quad (61)$$

Donde:

W_o : Velocidad rotacional al inicio del movimiento $[rad / s]$

w_f : Velocidad rotacional al final del movimiento $[rad / s]$

α : Aceleración rotacional $[rad / s^2]$

t : Tiempo del desplazamiento $[s]$

La ecuación 62, se basa en el cálculo de la velocidad rotacional al final del movimiento.

$$W_f = \frac{V_r}{R} \quad (62)$$

Donde:

W_f : Velocidad rotacional de las ruedas del trolley $[rad / s]$

V_r : Velocidad tangencial de las ruedas $[m / s]$

R : Radio de la rueda $[m]$

$$W_f = \frac{15 \frac{m}{min}}{0,125 min} = 120 \left[\frac{rad}{min} \right] \approx 2 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Despejando la aceleración de la ecuación se obtiene la ecuación 63.:

$$\alpha = \frac{W_f - W_o}{t} \quad (63)$$

Se toma en cuenta que el trolley parte desde el reposo, se considera que $W_o=0[rad / s]$

$$\alpha = \frac{2-0}{3} = 0,66 [rad / s]$$

$$\alpha = \frac{V_f - V_o}{t} = \frac{(50 [ft / min]) \left(\frac{1 [min]}{60 [s]} \right)}{3 [s]} = 0,28 [ft / s^2]$$

$$\alpha = 0,085 [m / s^2]$$

En la Figura 36, se observar el diagrama de cuerpo libre de la rueda, donde se observa las fuerzas que ejercen sobre ella.

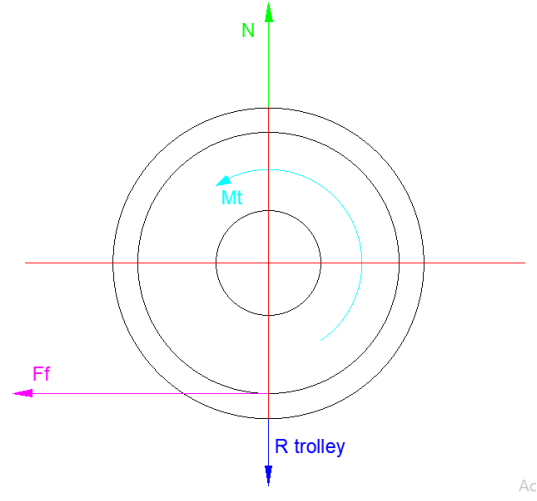


Figura 36. Diagrama de fuerzas de la rueda

Obtenido el diagrama de fuerzas, se hace la sumatoria de fuerzas y se procede al cálculo:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 & \sum F_x &= 0 \\ N - R_{trolley} &= 0 \\ N = R_{trolley} &= \frac{f_D W_D + f_L W_L}{4} \\ N &= \frac{1,07(808[kg])\left(9,87\left[\frac{m}{s^2}\right]\right) + 1,15(12000[kg])\left(9,87\left[\frac{m}{s^2}\right]\right)}{4} \\ N &= 36,184[KN]\end{aligned}$$

Se define la fuerza de fricción por medio de la ecuación 64:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= ma_x & (64) \\ F - F_f &= ma_{tro} \\ F &= ma_{tro} - NC_{rr}\end{aligned}$$

Donde el factor de fricción por rodadura en los rieles es de $C_{rr} = 0,05$

$$\begin{aligned}F &= (808[kg] + 12000[kg])\left(0,085\left[\frac{m}{s^2}\right]\right) + (44,7[(KN)])\left(0,005\right) \\ F &= 1088,86[Nm]\end{aligned}$$

Por lo tanto, el momento requerido para mover la carga es de:

$$T_t = F_f \frac{d_1}{2} \quad (65)$$

$$Tf = (1088,86) \left(\frac{0,250}{2} \right) = 136,10 [N * m]$$

La potencia nominal requerida por el motor para el movimiento de la carga es:

$$P_{trolley} = \frac{T_f W_f}{N_m} \quad (66)$$

$$Potencia = \frac{(136,10 [Nm]) * 2 \left(\frac{rad}{s} \right)}{0,86}$$

$$P_{trolley} = (316,511 [watts]) \left(\frac{1 [HP]}{745,69 [Watt]} \right) = 0,42 [HP]$$

De acuerdo a la norma de la CMAA, la ecuación 67 indicará el cálculo para la potencia del motor requerido para la translación.

$$P_{trolley} = K_a W_a V_r K_s \quad (67)$$

Donde:

K_a : Factor de aceleración dependiendo del tipo de motor a utilizar

K_s : Factor de tipo de servicio (ver figura 37)

W_t : Peso total de la carga a mover incluyendo la carga viva y muerta(t).

V_r :Velocidad de translacion del trolley (ft/min)

Para determinar el valor de K_a se utilizará la ecuación 68 referente al factor de aceleración.

$$K_a = \frac{f + \frac{2000 * a * C_r}{g * E}}{33000 * K_t} \left(\frac{N_r}{n_f} \right) \quad (68)$$

Donde:

f : Fricción de rodadura en $\left[\frac{lbs}{in} \right]$. (Ver la figura 38)

a : Aceleración uniforme promedio del inicio del movimiento del trolley $\left[\frac{ft}{s^2} \right]$. (Ver la figura 39)

Cr : Factor de inercia

g : Gravedad $(32,2 [ft / s])$

E : Eficiencia mecánica del mecanismo de movimiento. Se recomienda 0,9

N_r :Velocidad rotacional a plena carga del motor(RPM)

N_f :Velocidad rotacional sin carga del motor(RPM)

K_r :Constante equivalente

Para la determinación del factor se utilizará la figura 37, que representa los diferentes tipos de factores de servicio basados en el manual de CMAA.

CMAA Service Class	DC Constant Potential w/AISE Series Mill Mtrs ⁴		AC Inverter AC Magnetic	AC Static with fixed Secondary Resistance (Permanent Slip)
	60 Minutes	30 Minutes	Adjustable Voltage with DC Shunt Motors	
A	.75	1.0	1.0	1.2
B	.75	1.0	1.0	1.2
C	.75	1.0	1.0	1.2
D	.85	1.15	1.1	1.3
E ¹	1.0	N/A	1.2	1.4
F ²	1.4	N/A	1.4	1.6

Figura 37. Factores recomendados según el tipo de servicio.

En la figura 38, se muestran los valores recomendados para la fricción en rodadura, seleccionado para cálculo del factor K_a .

SUGGESTED VALUES FOR F (FRICTION FACTOR) FOR BRIDGES & TROLLEYS WITH METALLIC WHEELS & ANTI-FRICTION BEARINGS											
Wheel Dia. Inches	36	30	27	24	21	18	15	12	10	8	6
Friction Lb/Ton(f)	10	10	12	12	12	15	15	15	15	16	16

Figura 38. Valores recomendados para la fricción en rodadura.

Según el manual de la CMAA los valores de aceleraciones típicas para motores de arranque se observarán en la figura 39.

GUIDE FOR TRAVEL MOTION TYPICAL ACCELERATION RATES RANGE ¹		
Free Running Full Load Speed		a = Acceleration Rate in Feet per Sec. per Sec. for AC or DC ² Motors
Ft. per Min.	Ft. per Sec.	
60	1.0	.25 Min.
120	2.0	.25 - .80
180	3.0	.30 - 1.0
240	4.0	.40 - 1.0
300	5.0	.50 - 1.1
360	6.0	.60 - 1.1
420	7.0	.70 - 1.2
480	8.0	.80 - 1.3
540	9.0	.90 - 1.4
600	10.0	1.0 - 1.6

Figura 39. Aceleraciones típicas de arranques de motores.

El factor de inercia viene determinado por la ecuación 69, donde se observa:

$$Cr = 1.05 + \frac{a}{7.5} \quad (69)$$

$$Cr = 1.05 + \frac{0.25}{7.5}$$

$$Cr = 1.08$$

La constante equivalente entre la relación torque requerido y par motor necesario en el trolley (ver figura 40).

RECOMMENDED VALUES OF K_t (ACCELERATING TORQUE FACTOR)		
Type of Motor	Type of Control	³ K_t
AC Wound Rotor	Contactator-Resistor	1.3-1.5 ⁴
AC Wound Rotor	Static Stepless	1.3-1.5 ⁴
AC Wound Rotor, Mill	Contactator-Resistor	1.5-1.7 ⁴
AC Sq Cage	Ballast Resistor	1.3
AC Induction	Inverter	1.5
DC Shunt Wound	Adjustable Voltage	1.5
DC Series Wound	Contactator-Resistor	2.0

³ K_t is a function of control and/or resistor design.
⁴Low end of range is recommended when permanent slip resistance is used.

Figura 40. Valores recomendados para el factor de aceleración de torque.

Se obtienen los valores pertenecientes a la ecuación 68, para determinar el valor de k_a

$$K_a = \frac{15 \frac{lb}{Ton} + \frac{2000 * 0,25 \frac{ft}{s^2} * 1,08}{32 \left[\frac{ft}{s^2} \right] * 0,9}}{33000 * 1,3} (0,9)$$

$$K_a = 8,36 * 10^{-4}$$

Se procede a calcular la potencia de trolley dada por la ecuación 67:

$$P_{trolley} = (8,36 * 10^{-4}) (14,6 [Ton]) \left(50 \left[\frac{ft}{min} \right] \right) (1)$$

$$P_{trolley} = 0,61 (HP)$$

Se seleccionará un motor de 1 (Hp) para el trolley, con esto se preverá la sobre carga y defectos en los procesos de izaje.

HP	RPM		Armazón	Corriente (A)			Letra de código	Eficiencia nominal %			Factor de potencia %			Par			Conexión
	síncrona	asíncrona		en vacío	plena carga	arranque		1/2	3/4	plena carga	1/2	3/4	plena carga	Nom. lb-pie	Rotor Bloq. %	Máx. %	
1	3600	3490	143T	0.8	1.4	12	K	73.7	78.3	80.0	77	86	90	1.5	280	340	Y
	1800	1745	143T	1.2	1.6	12	K	78.7	81.8	82.5	52	66	76	3.0	290	320	Y
	1200	1140	145T	1.4	1.9	9	J	76.4	78.8	80.0	42	56	62	4.6	230	290	Y
1.5	900	860	182T	1.3	2.0	8	H	76.6	78.9	78.5	42	54	63	6.1	220	260	Y
	3600	3485	143T	0.9	2.1	17	K	78.0	82.0	82.5	69	79	85	2.3	270	320	Y
	1800	1740	145T	1.5	2.3	18	K	80.7	83.5	84.0	54	67	76	4.5	290	320	Y
	1200	1160	182T	1.6	2.4	17	K	81.6	84.2	85.5	50	63	71	6.8	280	320	Y
	900	855	184T	1.9	2.7	14	H	78.0	80.4	80.0	45	58	68	9.2	220	270	Y
2	3600	3495	145T	1.2	2.6	23	K	79.9	83.2	84.0	73	83	89	3.0	270	320	Y
	1800	1735	145T	2.0	3.0	22	K	80.7	83.6	84.0	52	67	77	6.1	290	310	Y
	1200	1160	184T	2.0	3.1	23	K	84.5	86.0	86.5	50	63	72	9.1	220	300	Y
	900	865	213T	2.3	3.5	18	H	80.0	82.0	82.5	46	60	69	12	200	290	Y

Figura 41. Selección de motores eléctricos

Tabla 38. Características de motor

Potencia	1 Hp
Velocidad	1200 rpm(síncrona)
Armazón	0182 T
Eficiencia	81,2 %
Factor de potencia	50%

3.10 Factor de Impacto

Se origina cuando las fuerzas son aplicadas mediante un impacto, las cuales provocan tensiones generalmente proporcionales de lo que valdrían si las fuerzas hubiesen actuando de forma estática.

Una diferencia importante entre la carga estática y la de impacto es que las partes con carga estática deben diseñarse para soportar cargas, en tanto que las partes sujetas a impacto deben diseñarse para absorber energía [22].

En la figura 42 se muestra una comparación de un cuerpo con peso (w) la cual está en caída libre y golpea una estructura (representada por un resorte); además la figura, indica la masa a causa de la gravedad es decir el peso W (N o lb). Se sospecha que debido al impacto la estructura reacciona de forma elástica k (N/m o lb/in).

Donde una fuerza (Fe) es la fuerza estática equivalente que se produce en la deflexión, la cual está determinada por la ecuación 70.

$$k = Fe * \sigma \quad (70)$$

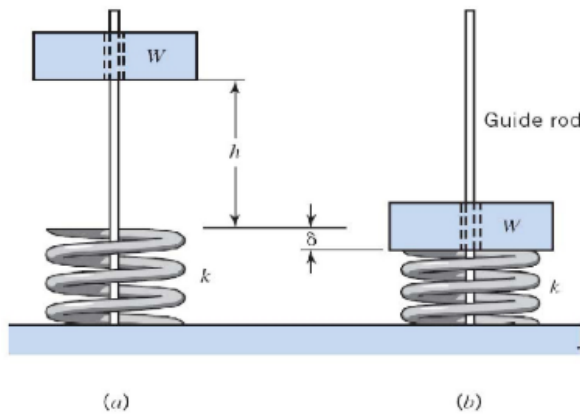


Figura 42. Carga de impacto.

La deflexión estática que existe después de que se ha amortiguado la energía y que el peso alcanza el reposo en la estructura se denomina por δ_{st} .

$$\sigma_{st} = \frac{w}{k} \quad (71)$$

El término entre paréntesis se llama factor de impacto. Es el factor para el cual la carga, esfuerzo y deflexión causados por el peso aplicado en forma dinámica, W , excede a aquellos causados por la aplicación lenta, estática del mismo peso [22].

$$Fe = W \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{st}}} \right) \quad (72)$$

Se recomienda un factor de impacto de 1,3

$$Fe = (12000 * 9,8)(1,3)$$

$$Fe = 152(KN)$$

3.11 Elaboración de los modelos de CAD y planos preliminares

La elaboración de los modelos se los realizó en el software de diseño Autodesk Inventor

3.11.1 Carro polipasto con trolley

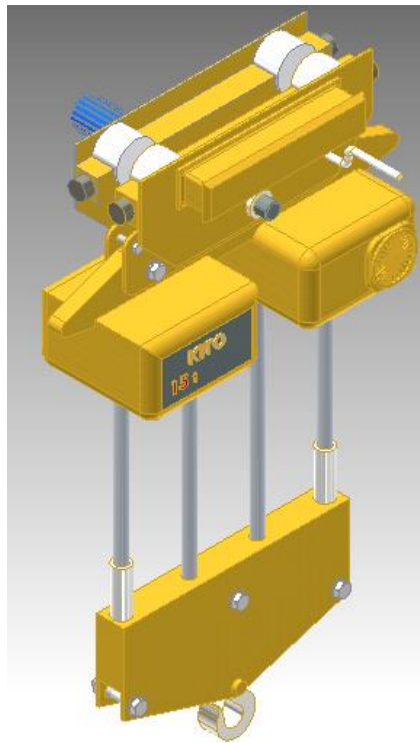


Figura 43. CAD carro polipasto/trolley

3.11.2 Vigas testeras

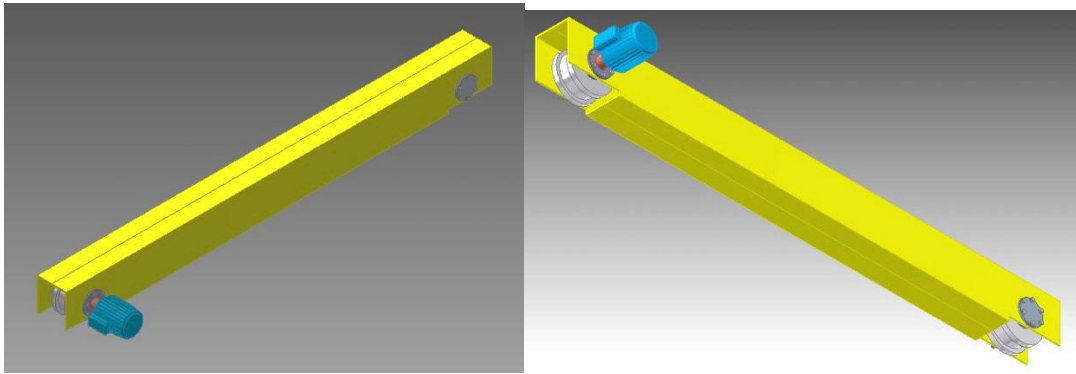


Figura 44. CAD vigas testeras.

3.11.3 Viga principal

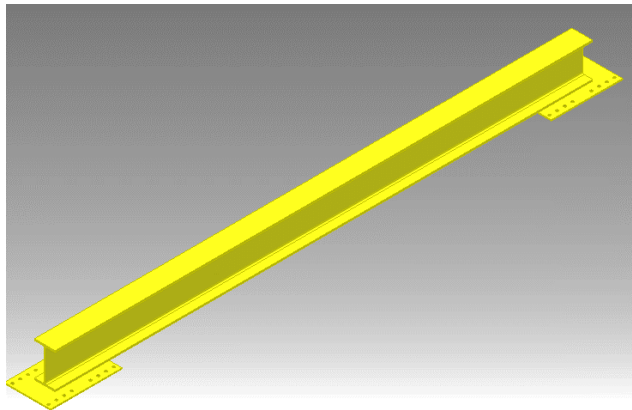


Figura 45. CAD viga principal

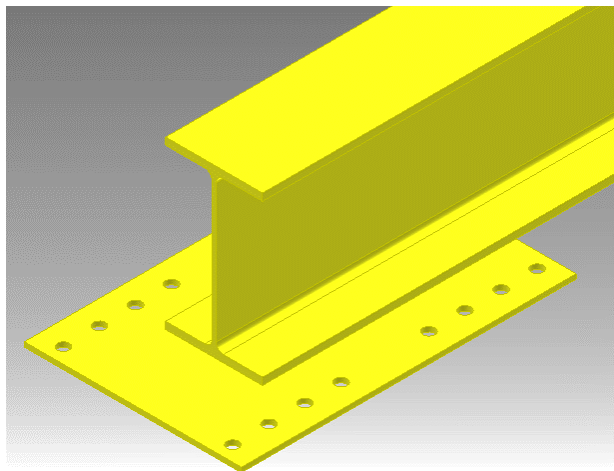


Figura 46. CAD placa base para sujeción viga/columna

3.11.4 Columnas

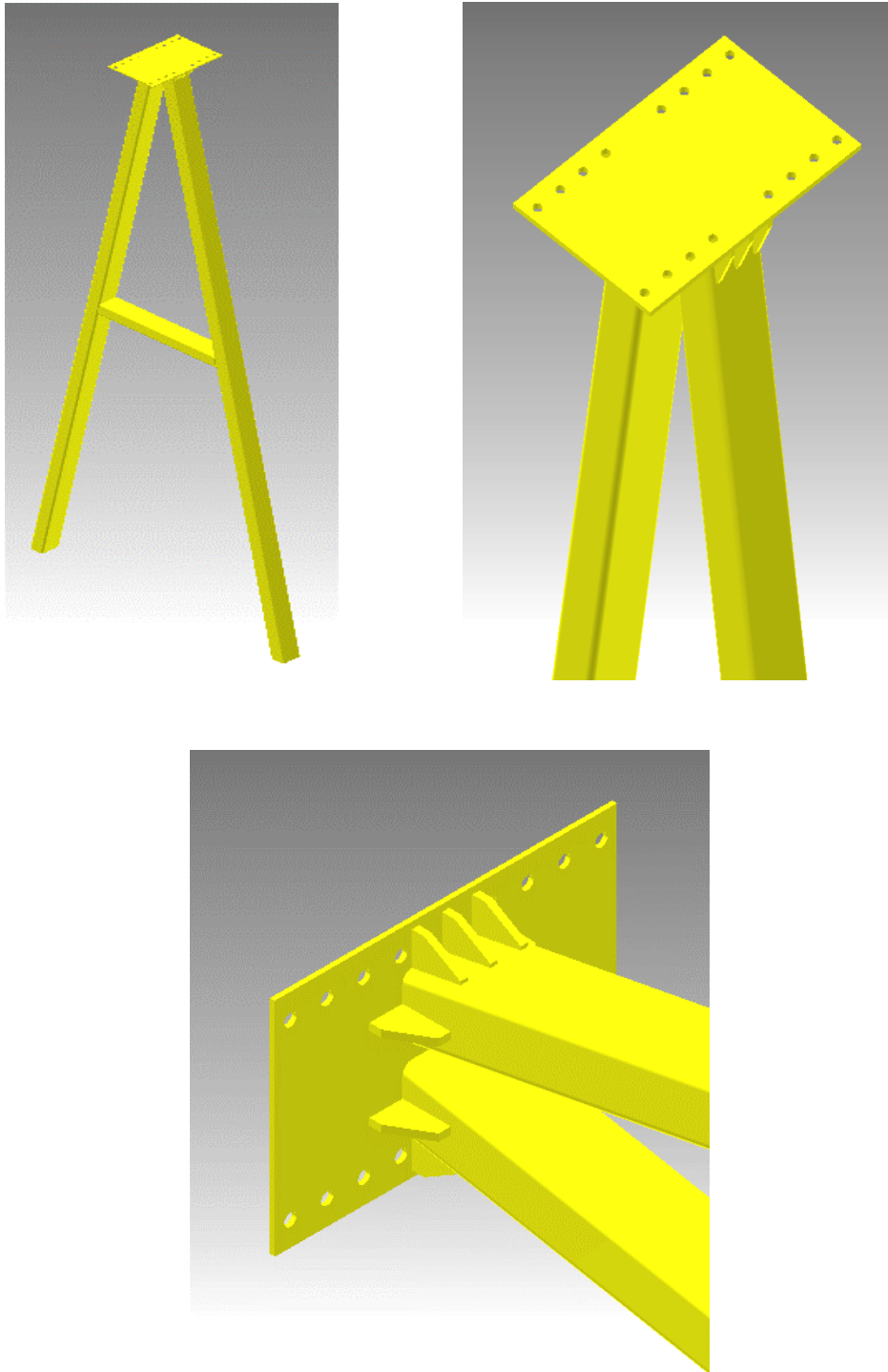


Figura 47. CAD de las columnas y placa de sujeción

CAPITULO IV

4.1 Elementos finitos

Los elementos finitos son análisis de métodos numéricos para la resolución de ecuaciones diferenciales, las cuales rigen el comportamiento de un sin número de elementos entre ellos la flexión de una viga. Tienen una forma peculiar de discretizar dominio dividiendo una estructura sólida a un número finitos de partes.

Se puede decir que entre más divisiones se utilice para fragmentar una estructura, más cercana será esta solución a la exacta. De todas maneras, la solución exacta es útil para intenciones prácticas en el análisis estructural, por lo cual una malla muy fina ocupará un tiempo de proceso largo, una malla gruesa da pocos resultados. Una vez divida la estructura, cada elemento tiene propiedades geométricas y físico-mecánicas propias que se puede complementar en matrices de rigidez elementales de cada mecanismo que actúan entre sí por medio de los nodos. Se obtiene todos los desplazamientos de los nodos de la estructura. Por medio de ecuaciones de compatibilidad, se logra obtener las deformaciones internas de los elementos; además, con esto se calcula los esfuerzos internos de la estructura.

4.1.1 Etapas para solucionar un problema de MEF

Para solucionar un problema de elementos finitos, se basa en tres etapas las cuales tienen algoritmos para formular problemas mediante el método de elementos finitos [23]:

Fase de Proceso:

- Crear y discretizar la solución dominio en elementos finitos, esto es, subdividir el problema en nodos y elementos.
- Asumir una función forma para representar el comportamiento físico de un elemento, que es, una función continua aproximada, que se asume para la solución del elemento.
- Desarrollar las ecuaciones para el elemento.
- Armar los elementos a representar en el problema completo, construir la matriz global de rigidez.
- Aplicar condiciones de frontera, condiciones iniciales y cargas.

Fase de Solución:

- Resolver un conjunto de ecuaciones algebraicas lineales o no lineales simultáneas para obtener resultados globales; tal como valores de desplazamientos y temperaturas en diferentes nodos

Fase de Pos proceso:

Con base en los resultados globales obtenidos, se puede volver en el proceso de solución para conocer los valores de desplazamiento o temperatura locales en diversos nodos.

4.2 Matriz de rigidez

Para determinar la matriz de rigidez se debe tratar los vectores de carga y los vectores de desplazamiento, los cuales componen la siguiente ecuación 73.

$$\{P\} = \{K\} * \{d\} \quad (73)$$

Donde :

P: Vector de cargas

K: Matriz de rigidez

d: Vector de desplazamiento

La hipótesis es que la estructura lineal con todos los movimientos y esfuerzos son funciones lineales de las cargas con pequeñas deformaciones, a la cual se llega a la ecuación de equilibrio de la estructura no distorsionada [24].

Para el análisis de una estructura por medio de la matriz de rigidez, esta dispone de tres tipos de ecuaciones: ecuaciones de compatibilidad, ecuaciones constitutivas y ecuaciones de equilibrio.

Las ecuaciones de compatibilidad conciernen las deformaciones de barras con los desplazamientos nodales. Introduciendo estas relaciones en las ecuaciones constitutivas, correspondiendo las fuerzas en los extremos de barras con los desplazamientos nodales. Introduciendo estas últimas relaciones en las ecuaciones de equilibrio se obtiene un conjunto

de ecuaciones de fuerzas nodales en función de desplazamientos nodales, que pueden ser consideradas como Ecuaciones de Equilibrio de la estructura en función de desplazamientos.

La resolución de este sistema de ecuaciones permite obtener el valor de las incógnitas (desplazamientos nodales), a partir de los cuales se obtienen las solicitaciones de las barras

de la estructura, así como las reacciones [24].

4.2.1 Elemento finito lineal (Barra biarticulada)

Se obtendrá la matriz de rigidez de un elemento finito lineal, utilizando las doctrinas esenciales de los MEF. En la figura 48, que se encuentra definido por sus nudos 1 y 2 y que sólo se puede encontrar sometido a la acción de fuerzas en su dirección x (sería equivalente a identificar la barra con una barra biarticulada) actuando sobre los nudos. Posee una longitud L y un área de su sección transversal de valor A. Se define un sistema de referencia cartesiano cuyo eje x coincide con el de la barra, de manera que las coordenadas de sus nudos son x_1 y x_2 . [25]

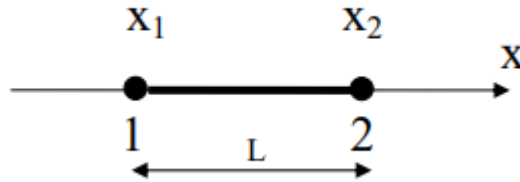


Figura 48. Elemento lineal

Se denomina u_1 y u_2 como los desplazamientos realizados en el eje x, que realizan los nudos y que el campo de desplazamiento interior de cualquier elemento se aproxima por medio de la ecuación 74:

$$u(x) = \alpha_0 + \alpha_1 x \quad (74)$$

Donde α_0 y α_1 son las variables a encontrar se podrían obtener imponiendo que cuando $x = x_1, u(x_1) = u_1$ y cuando $x = x_2, u(x_2) = u_2$ se obtiene que ;

$$\begin{aligned} u_1 &= \alpha_0 + \alpha_1 x_1 \\ u_2 &= \alpha_0 + \alpha_1 x_2 \end{aligned} \quad (75)$$

Se la puede expresar en forma matricial:

$$\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_0 & \alpha_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & x_1 \\ 1 & x_2 \end{bmatrix} \quad (76)$$

La ecuación 77, es un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas, se proporcionará la solución:

$$\begin{aligned}\alpha_0 &= \frac{x_2 u_1 - x_1 u_2}{x_2 - x_1} \\ \alpha_1 &= \frac{u_2 - u_1}{x_2 - x_1}\end{aligned}\tag{77}$$

Por lo tanto, el resultado la ecuación 78:

$$\alpha(x) = \frac{u_2 - u_1}{L}(x + u_1) = [\alpha_0 \quad \alpha_1] \begin{Bmatrix} 1 \\ x \end{Bmatrix}\tag{78}$$

Para determinar el campo de desplazamientos dentro del elemento se necesita establecer los coeficientes α_0 y α_1 . Esto puede no parecer una cosa importante, sobre todo cuando se está analizando este elemento, pero cuando se desarrollen elementos finitos con muchos más grados de libertad, y teniendo en cuenta que el proceso de resolución para la obtención de los coeficientes de las funciones de forma habría que hacerlo para todos y cada uno de los elementos de la malla, se puede convertir en un esfuerzo de cálculo importante [25].

El campo de desplazamiento cumple con: $x = x_1, u(x_1) = u_1$ y cuando $x = x_2, u(x_2) = u_2$, el campo de deformación de un elemento se lo obtiene a partir del campo de desplazamiento como se lo muestra en la ecuación 79.

$$\varepsilon = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{u_2 - u_1}{L} = \frac{1}{L} \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix}\tag{79}$$

Se observa que es constante a lo largo de todo el elemento, la tensión dentro del elemento podría obtener a partir de la deformación utilizando la ley de Hooke:

$$\sigma = E\varepsilon = E \frac{u_2 - u_1}{L} = \frac{E}{L} \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix}\tag{80}$$

Sobre los nudos 1 y 2 actúan, respectivamente las fuerzas F_1 y F_2 , las cuales debe ser iguales y opuestas, para la obtención de la matriz de rigidez es pertinente considerar fuerzas que actúen en los nudos.[25]

La barra sufre desplazamientos virtuales que se representaran por $u^\delta(x)$ de manera que $u^\delta(x_1) = u_1^\delta, u^\delta(x_2) = u_2^\delta$, donde el campo de desplazamiento en el interior de un elemento viene dado por la ecuación 81.

$$u^\delta(x) = \frac{u_2^\delta - u_1^\delta}{L}x + u_1^\delta\tag{81}$$

Los campos de desplazamientos virtuales dan como resultados los campos de deformación virtuales dados por la ecuación 82.

$$\varepsilon^\delta = \frac{\partial u^\delta}{\partial x} = \frac{u_2^\delta - u_1^\delta}{L} = \frac{1}{L} \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1^\delta \\ u_2^\delta \end{Bmatrix} \quad (82)$$

Las tensiones constantes que aparecen en la barra dan como consecuencia que los desplazamientos verdaderos que sufren los nudos u_1 y u_2 dan como resultado las fuerzas que actúan sobre la barra [26], ecuación 83:

$$\sigma = E * \varepsilon = \frac{E}{L} \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (83)$$

El trabajo realizado por las cargas reales existentes, aplicadas a los puntos experimentan desplazamientos virtuales impuestos como se demuestra en la ecuación 84.

$$F_1 * u_1^\delta + F_2 * u_2^\delta = [F]^T \begin{Bmatrix} u_1^\delta \\ u_2^\delta \end{Bmatrix} \quad (84)$$

Tiene que ser igual al trabajo que realizan las tensiones, se producen en la barra, cuando ésta experimenta las deformaciones virtuales consecuencia de los desplazamientos virtuales impuestos, es: [25].

$$\int \sigma * \varepsilon^\delta dV = \int_{x=x1}^{x=x2} \begin{Bmatrix} -1 \\ 1 \end{Bmatrix} \frac{E}{L} * \frac{1}{L} \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1^\delta \\ u_2^\delta \end{Bmatrix} * A * dx \quad (85)$$

Nótese que ninguna de las magnitudes del integrando depende de x , por lo que:

$$\int \sigma * \varepsilon^\delta dV = [u_1 \quad u_2] \begin{Bmatrix} -1 \\ 1 \end{Bmatrix} \frac{E}{L} * \frac{1}{L} \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1^\delta \\ u_2^\delta \end{Bmatrix} * A * L \quad (86)$$

Puesto que:

$$\int_{x=x1}^{x=x2} dx = L \quad (87)$$

Por lo tanto, la ecuación 88 es:

$$\int \sigma * \varepsilon^\delta dV = [u_1 \quad u_2] \frac{EA}{L} \begin{Bmatrix} -1 \\ 1 \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1^\delta \\ u_2^\delta \end{Bmatrix} = [u_1 \quad u_2] \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1^\delta \\ u_2^\delta \end{Bmatrix} \quad (88)$$

Igualando el trabajo de las fuerzas exteriores, se obtiene:

$$\begin{bmatrix} F_1 & F_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1^\delta \\ u_2^\delta \end{Bmatrix} = [u_1 \quad u_2] \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1^\delta \\ u_2^\delta \end{Bmatrix} \quad (89)$$

Como esta igualdad debe cumplirse independientemente de los desplazamientos virtuales impuestos (u_1^δ y u_2^δ), se tiene la ecuación 90.

$$\begin{bmatrix} F_1 & F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_1 & u_2 \end{bmatrix} \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (90)$$

Se expresa, transponiendo los dos miembros de la ecuación, como:

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (91)$$

Se afirma que la matriz de rigidez del elemento es:

$$\begin{bmatrix} K^e \end{bmatrix} = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (92)$$

4.2.2 Restricciones

Es el comando con el cual se restringe el movimiento de los nodos estructurales en cualquiera de los seis grados de libertad.

4.2.3 Apoyos

Los apoyos son restricciones en la estructura, los cuales pueden ser fijos o móviles. Son acciones para impedir, u obligar a los movimientos, se producen como la reacción al realizar el movimiento. Hay un sin número de apoyos estructurales; entre ellos, apoyos simples o articulados móviles, apoyos dobles también llamados apoyos de articulación fija y empotramientos.

4.2.4 Cargas

Las cargas que se fijan en la estructura pueden ser fuerzas constantes o variables, desplazamientos o aceleraciones.

4.2.5 Nodos

Los nodos son puntos de conexión dentro de un elemento que se conectan entre sí, se llaman nodos o puntos nodales (figura 49). Se llaman nodos contiguos cuando dos nodos pertenecen al mismo elemento a analizar. Los nodos pueden ser ordenados de acuerdo a las coordenadas x, y o z; los cuales pueden ser: estructurales y no estructurales.

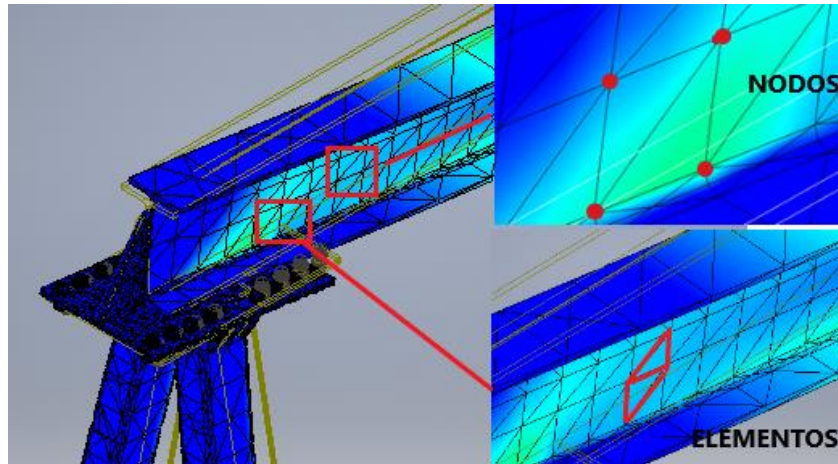


Figura 49. Nodos y elementos de unos elementos analizado por MEF.

4.2.6 Mallas

La malla es el grado de aproximación que posee un elemento al ser analizado por el método de elementos finitos (MEF). Además, el conjunto de nodos se denomina malla, se puede analizar por medio de una malla rígida (polinomio lineal) o por un tipo de malla más adaptable (polinomio de segundo o cuarto grado).

Las mallas más comunes se clasifican en: Malla sólida, Malla de vaciado y Malla compatible e incompatible

4.3 Análisis de resultados

Los resultados obtenidos en los diferentes programas de cálculo donde se visualizará la estructura analizada por elementos finitos, sometida a cargas vivas y muertas donde un punto clave es la conexión entre la viga principal y las columnas, debido a que los elementos como el polipasto, rieles y elementos seleccionados de catálogos garantizan el óptimo funcionamiento, además el correcto desempeño avalado por su fabricante.

Se realizarán varias simulaciones de la estructura, modificando el tipo de mallado en cada diferente programa, sabiendo que un mallado grueso da como resultado un análisis poco exacto y un mallado muy fino llevará un tiempo de proceso muy extenso.

4.3.1 Simulación en autodesk inventor.

Se analiza la estructura en el software de diseño inventor, En la figura 50, se ve la estructura puesta las cargas vivas, cargas muertas y restricciones pertenecientes en la estructura.

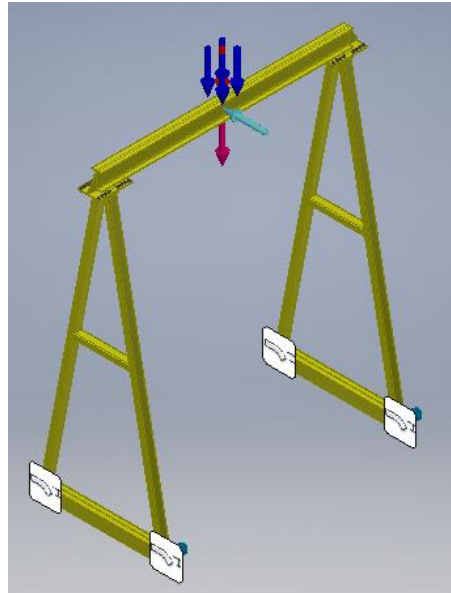


Figura 50. Cargas y restricciones en el pórtico

Se procede a realizar el análisis de la estructura por medio de elementos finitos. En la figura 51 se representa la deformación máxima, en el centro de la viga principal, con un mallado estándar.

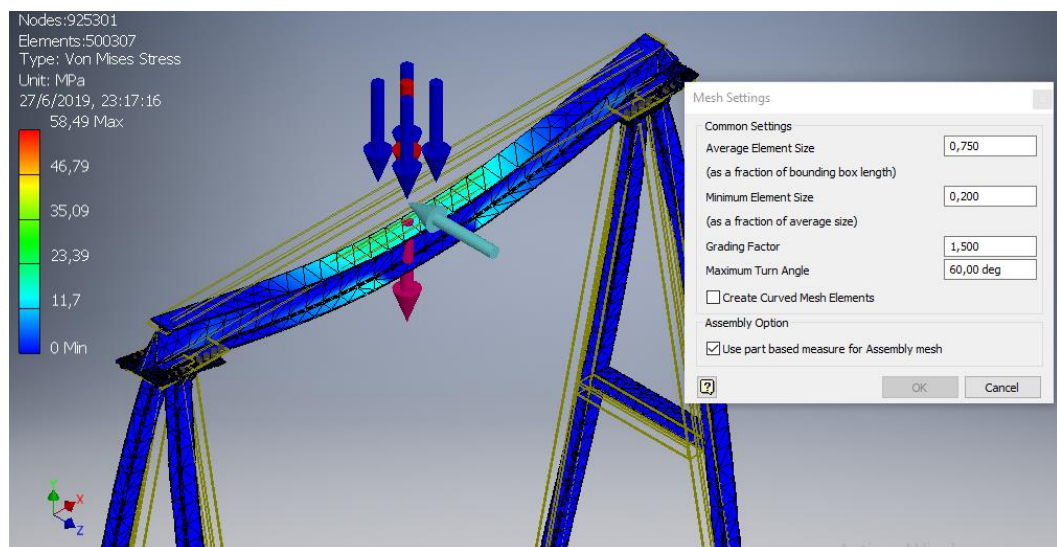


Figura 51. Análisis de viga principal – Inventor (Malla estándar)

En la figura 52, se muestra una segunda simulación de la deformación de la viga, pero en este caso se hizo un ajuste en el mallado para incrementar el número de nodos y elementos.

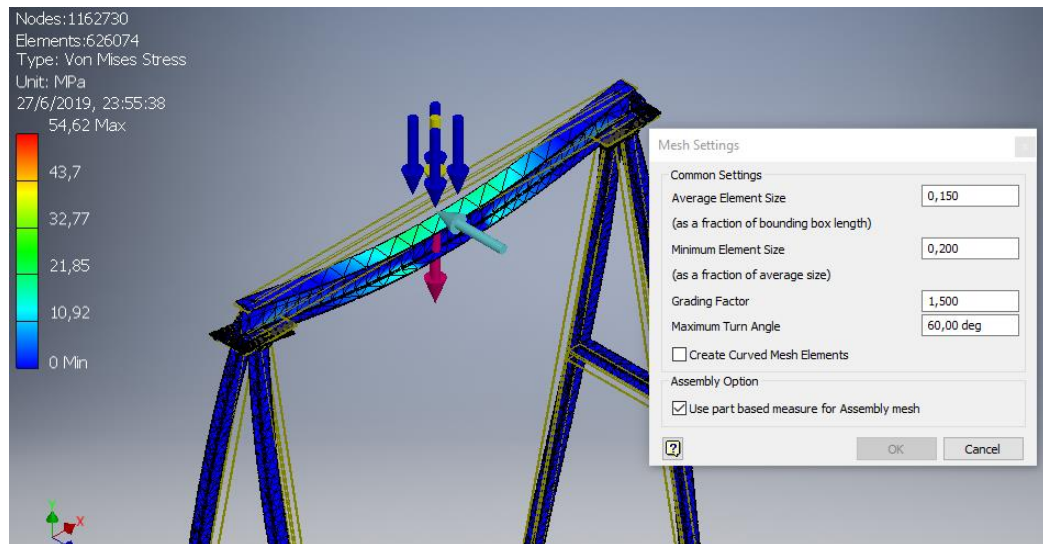


Figura 52. Análisis de viga principal – Inventor (Malla tipo 1)

En la figura 53, se muestra una malla más fina con un incremento en el número de nodos de 1839068 para el análisis de la estructura

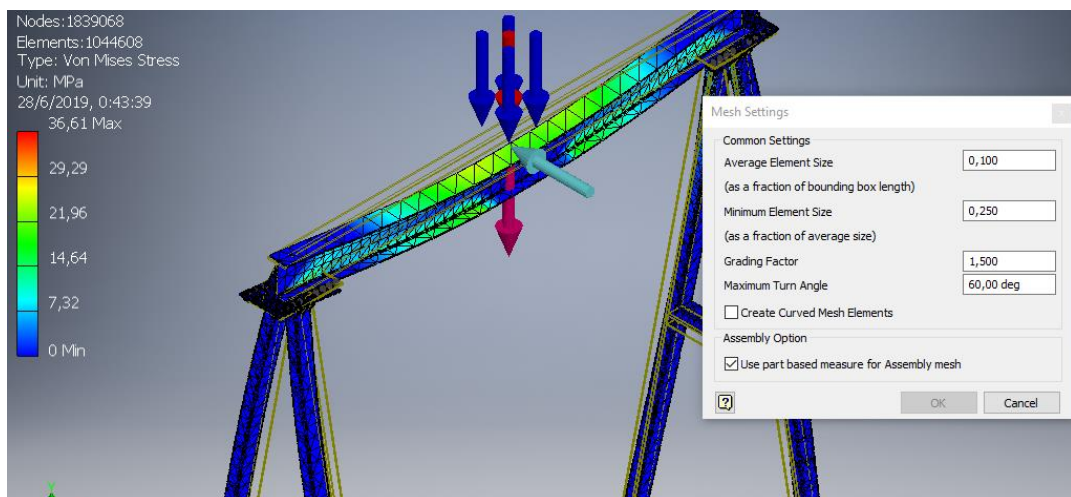


Figura 53. Análisis de viga principal – Inventor (Malla tipo 2)

Se realiza una cuarta simulación haciendo un mallado más fino, incrementando el número de nodos y elementos, Figura 54.

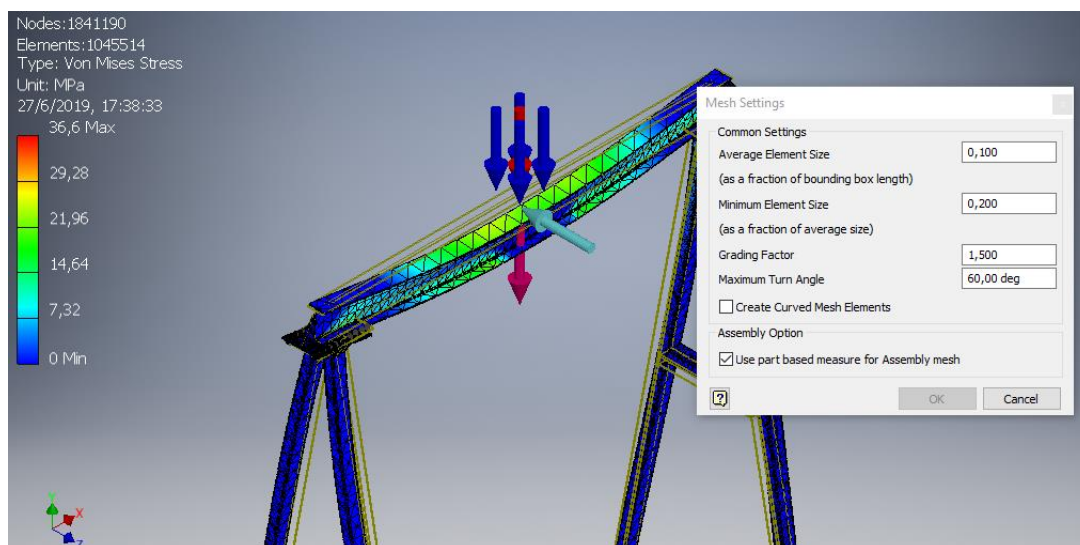


Figura 54. Análisis de viga principal – Inventor (Malla tipo 3)

Se confrontan los resultados obtenidos en el software Autodesk Inventor, en donde se realizará una comparación entre los diferentes tipos de mallado, Tabla 39.

Tabla 39. Comparación de resultados Software 1

Tipo de malla	Esfuerzo de von mises	Deformación	Fac. de seguridad estático	Nº Nodos
Malla estándar	76,34 MPa	2,062 mm	3,31	925301
Malla 1	61,007 MPa	2,494 mm	3,471	1162730
Malla 2	106,219 MPa	3,10 mm	3,54	1839068
Malla 3	108,68 MPa	3,53 mm	3,62	1841190

Se observa que la malla 1 se aproxima al cálculo teórico analizado en el capítulo 3

4.3.2 Simulación en Solid Works

Se procedió a realizar el análisis en el software Solid Works, se aplicó las cargas máximas situadas en el centro de la viga principal empotrada en los extremos. En la figura 55 se observa el mallado y la asignación de las cargas.



Figura 55. Análisis de la viga principal Solid Works

En la figura 56, se verifica el primer análisis con un mallado estándar, además se analizará el factor de seguridad, deformación, y se verá la asimilación del número de elementos finitos para la comparación de cada programa.

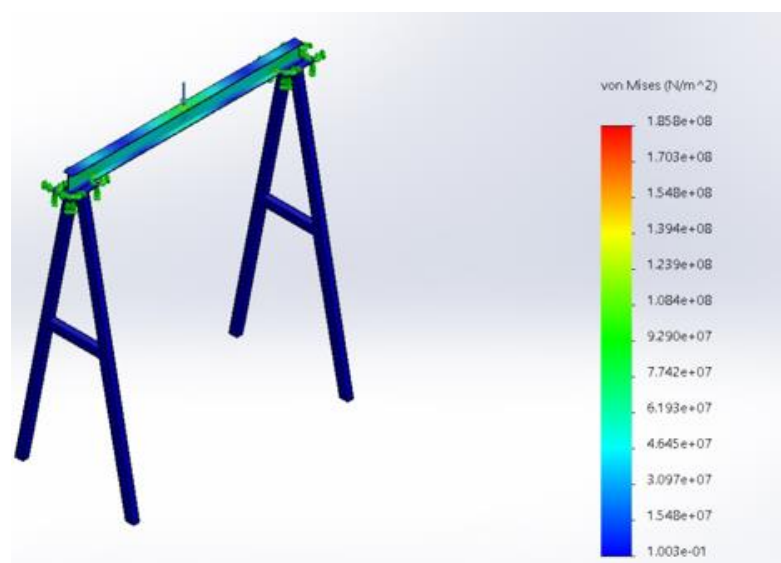


Figura 56. Análisis de viga principal – Solid Works (Malla estándar),

En la figura 57, se analiza por medio de un mallado con una cantidad aproximada de 31065 nodos y 15547 elementos.

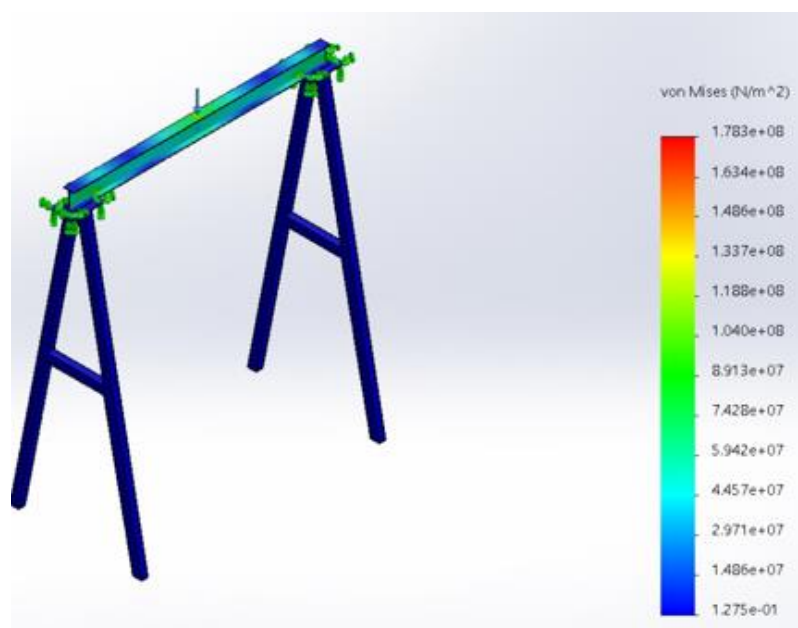


Figura 57. Análisis de viga principal – Solid Works (Malla tipo 1)

Se hace una tercera simulación para seguir analizando la viga principal, teniendo como base el mallado de la estructura en la figura 58, se muestra una malla más fina que la anterior.

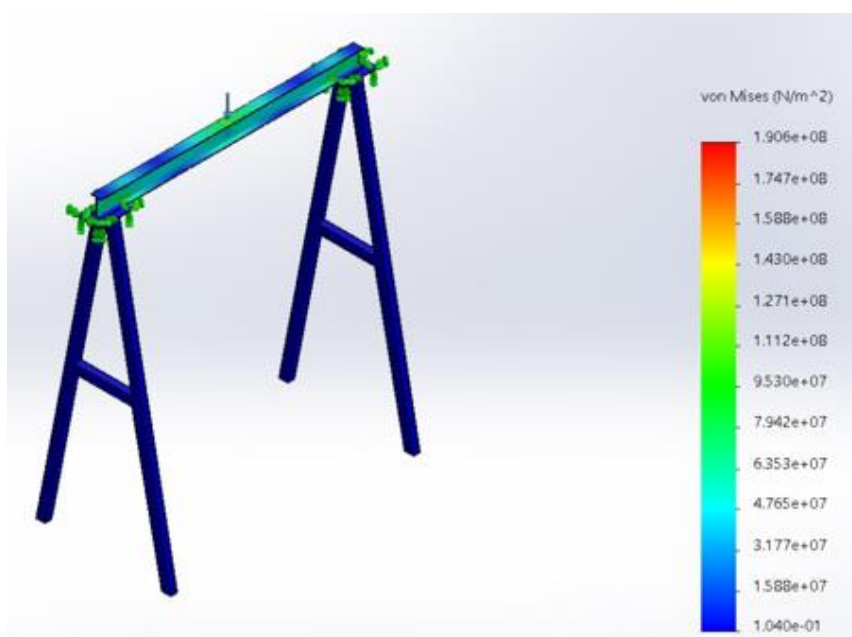


Figura 58. Análisis de viga principal – Solid Works (Malla tipo 2)

Se cambia el mallado en una última simulación para proceder con el análisis de elementos finitos y así poder acercarse lo más posible al estado real, teniendo en cuenta que el proceso de mallado hace que el proceso de cálculo sea tedioso, extenso y garantiza que sea la solución adecuada, Figura 59

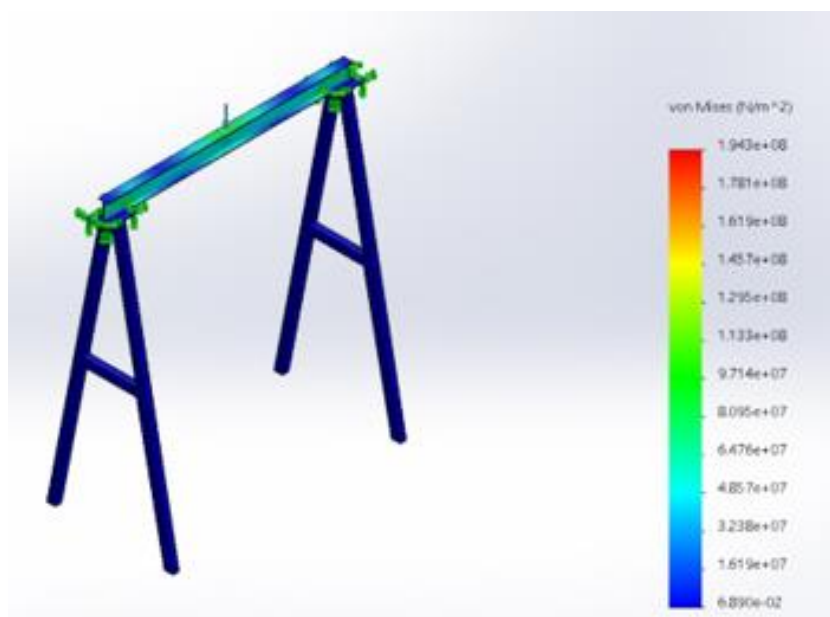


Figura 59. Análisis de viga principal – Solid Works (Malla tipo 3)

En la tabla 40, se muestra la comparación del análisis de la viga principal, por medio de MEF por lo cual se hicieron varias simulaciones incrementando el número de nodos.

Tabla 40. Comparación de datos software 2,

Tipo de malla	Esfuerzo de von mises	Deformación	Fac. de seguridad estático	Nº Nodos
Malla estándar	61,93 MPa	2,98 mm	2,493	29797
Malla 1	74,28 MPa	2,99 mm	2,496	31065
Malla 2	95,30 MPa	3,00 mm	2,98	33703
Malla 3	113,1 MPa	3,002 mm	3,68	35917

La malla estándar es la que más se aproxima al estudio realizado con anterioridad.

4.3.3 Simulación en SAP 2000

Se procedió a hacer el análisis en el software SAP 2000, en el cual se añadieron las cargas vivas y muertas calculadas con anterioridad. En la figura 60, se puede verificar los elementos finitos de la deflexión de la viga, además se observa que el tipo de malla es rectangular.

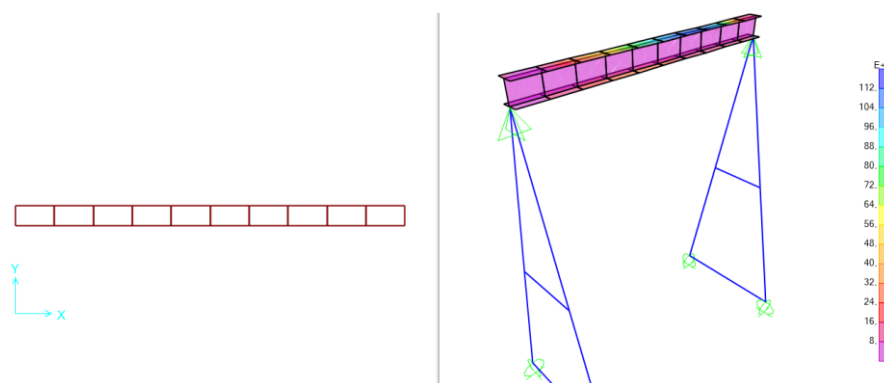


Figura 60. Análisis de viga principal – Sap2000 (Malla estándar)

En la figura 61, se observa el análisis de la viga principal bajo el análisis de elementos finitos, en donde se ocupan elementos rectangulares para el análisis.

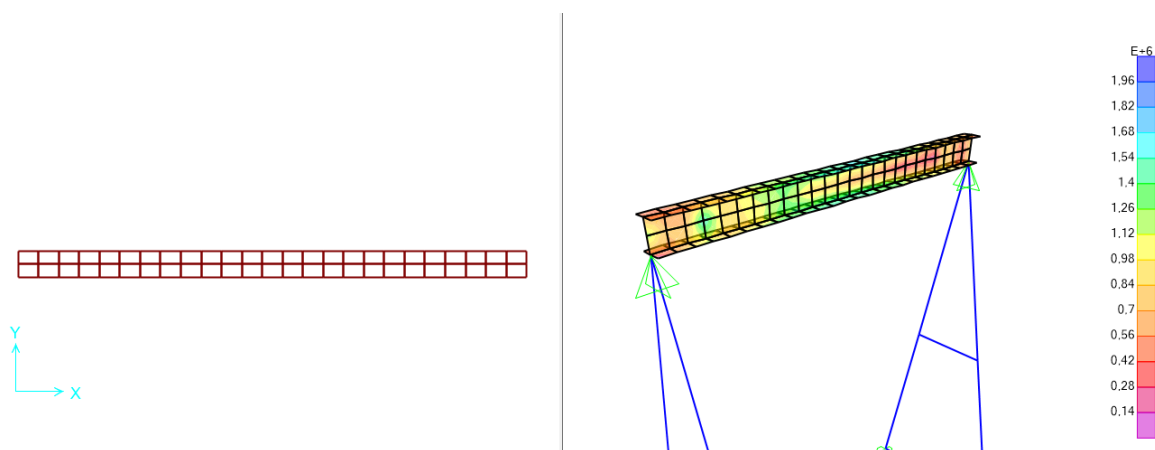


Figura 61. Análisis de viga principal – Sap2000 (Malla tipo 1)

En el Software Sap2000, de acuerdo a la figura 62 se discretiza la estructura por medio de mallas 0,09 m x 0,09 m, para el análisis de la viga principal y encontrar desplazamiento, el esfuerzo de von mises entre otros datos que verifican la estructura.

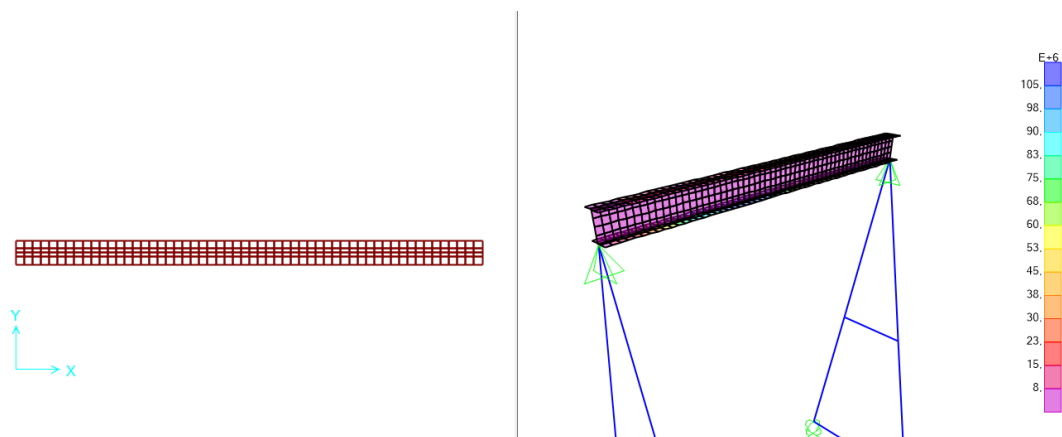


Figura 62. Análisis de viga principal – Sap2000 (Malla tipo 2)

En la figura 63, se discretizó nuevamente la estructura con una malla de 0,07 m x 0,07m

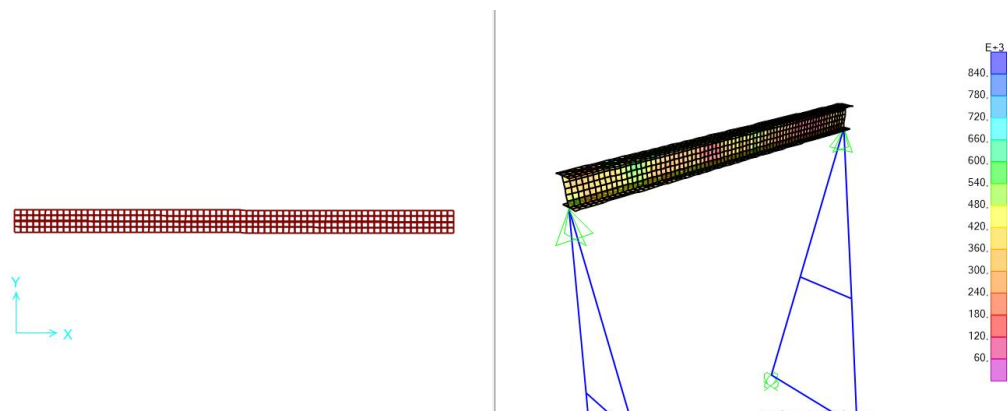


Figura 63. Análisis de viga principal – Sap2000 (Malla tipo 3)

Comparaciones de resultados de software Sap2000, en el cual se discretizó la estructura en varias simulaciones, tabla 41.

Tabla 41. Comparación de datos software 3

Tipo de malla	Esfuerzo de von mises	Deformación	Fac. de seguridad estático	Mallas
Malla estándar	64,5 MPa	2,41	2,5	0,5 m
Malla 1	95,4 MPa	2,54	2,63	0,2 m
Malla 2	98,66 MPa	2,56	2,65	0,09 m
Malla 3	116,4 MPa	2,63	2,68	0,07 m

La malla estándar es la que más se aproxima al estudio realizado con anterioridad.

4.4 Comparación de resultados

Para obtener una correcta comparación de resultados, se utilizará los valores obtenidos a través de las diferentes simulaciones y se tomará la solución más próxima a la solución analizada en el capítulo 3, además se realizó una comparación de resultados y ver el porcentaje de error entre los análisis.

En la tabla 42, se comparó la malla 1 del software Autodesk Inventor. Con el resultado obtenido en el capítulo 3 donde se calculó el esfuerzo de von mises de la viga selecciona y su factor de seguridad:

Tabla 42. Comparación de mallado estándar.

Tipo de malla	Aspecto a analizarse	Inventor	Calculo	%Error
Malla 1	Esfuerzo de von mises	76,34	66,68	14%
	Deformación	2,062	2,52	17%
	Fac. de seguridad estático	3,31	3,74	11%
	Nº Nodos	925301	-	-

En la Tabla 43, se realiza una comparación de datos sobre el tipo del mallado estándar con número aproximado de nodos de 29797, por efecto de la malla en la estructura es evidente el porcentaje de error.

Tabla 43. Comparación de mallado tipo 1

Tipo de malla	Aspecto a analizarse	Solid Works	Calculo	%Error
Malla Estándar	Esfuerzo de von mises	61,93	66,68	7%
	Deformación	2,98	2,52	18%
	Fac. de seguridad estático	2,493	3,74	33%
	N° Nodos	29797	-	-

En la Tabla 44, se muestra la comparación de resultados entre el software sap2000 y el método analítico.

Tabla 44. Comparación de mallado

Tipo de malla	Aspecto a analizarse	Sap2000	Calculado	%Error
Malla Estándar	Esfuerzo de von mises	64,5	66,68	3%
	Deformación	2,41	2,52	4%
	Fac. de seguridad estático	2,5	3,74	48%
	N° Nodos	0,5 m	-	-

En las tablas obtenidas se observa el porcentaje de diferencia entre los resultados, el porcentaje de error se debe a los diferentes modelos de mallas que presentan cada programa de cálculo. Se verifica que Inventor, Solid Works y SaP2000 utilizan diferentes modelos de elementos para la creación de mallas en el modelado de elementos finitos, por lo cual, difiere la precisión respecto de un programa a otro.

CONCLUSIONES

Con el diseño realizado en el presente trabajo se podrá optimizar e incrementar el izaje de carga a unas 12 toneladas aproximadamente, además mejorar el tiempo y recursos de la empresa en el momento de izar cualquier tipo de carga.

Por medio de factores de ponderación entre los diferentes tipos de pórticos, se seleccionó el tipo de pórtico PF, por poseer una capacidad aproximada de 13.600 kg, además de ser uno de los pórticos con mayor amplitud de luz hasta 15 m, poseer alturas que bordean los 10,5 m, sin menospreciar que es compatible con carros de transmisión y carros polipasto.

Se realizó el diseño de la viga principal por esbeltez, obteniendo un perfil w14*84, el mismo que fue verificado por el análisis de falla, donde se obtuvo el esfuerzo de Von mises de 66,68 MPa y un factor de seguridad del 3,74.

La conexión apernada se logró dimensionar bajo la norma AISC, debido a que aporta esbeltez a la estructura, se realiza el cálculo para pernos de 1 pulgada (25,4 mm), se obtienen las distancias para las perforaciones de la placa que servirá de conexión entre viga y columna, la placa tendrá un espesor de 10 mm.

La carga máxima de 15 toneladas del pórtico se utilizó para la selección de sistema de elevación (carro polipasto con trolley) con base en los ciclos de vida del pórtico; las vigas testeras y mecanismos de traslación fueron seleccionados a partir de la carga admisible en las ruedas.

El porcentaje de error en el análisis de los diferentes programas de cálculo, está entre 3% y el 14% en el esfuerzo de Von mises, 11% al 48% en el factor de seguridad, esto se debe a los diferentes tipos de mallas que trabaja cada programa y a las discretizaciones que se le realiza a la estructura.

Por medio de distintos programas de cálculo, se realizó la simulación del pórtico bajo el criterio de elementos finitos, en el cual como resultado mostró que el programa SAP 2000 tiene el 3% de error referente al esfuerzo de Von Mises y el programa Autodesk inventor con el 14% de error el más alto en comparación a los demás. Se afirma que los programas de cálculo Autodesk Inventor y Solid Works son recomendables para el modelaje de elementos y el programa SAP 2000 más adecuado para el análisis estructural.

RECOMENDACIONES

El uso de programas para el diseño y análisis de estructuras, actualmente ayuda a minimizar tiempos en la elaboración de proyectos, sin olvidar los fundamentos teóricos para sustentar e interpretar los datos obtenidos por dichos programas.

Se deberá asegurar y verificar el adecuado montaje del trolley sobre la viga principal, puesto que deben estar totalmente alineadas, para que la carga se encuentre uniformemente distribuida y no exista desviación al momento del izaje de carga.

Los equipos de traslación y elevación requieren de cableado eléctrico que no fue considerado en el diseño, ensamble y dibujos del pórtico. En caso de realizar los planos de fabricación se debe tener en cuenta estos parámetros, así como el espacio disponible para el pórtico.

Es recordable que las uniones apernadas en la base de las columnas sea realizada bajo la norma ASTM A325, la cual describe el material de los pernos y elementos que requiere una junta apernada del pórtico. Además se recomienda el NEC, donde se observa los parámetros de construcción en el Ecuador.

REFERENCIAS

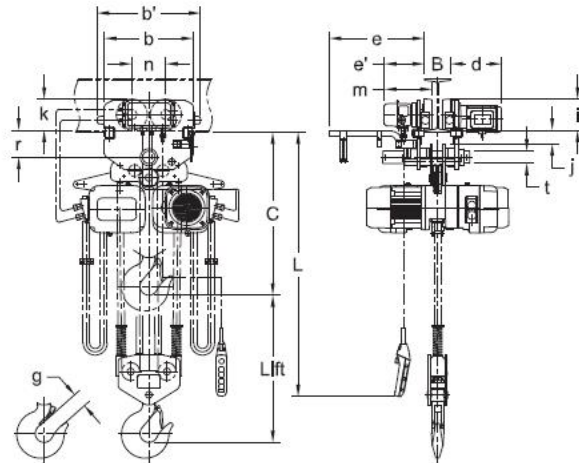
- [1] " Diseño *et al.*, “ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción Previo a la obtención del Título de: INGENIERO MECÁNICO,” 2013.
- [2] E. S. D. E. Tecnolog, C. Experimentales, and G. En, “Diseño y cálculo de la estructura de una grúa pórtico de 50 t de capacidad y 50 m de luz,” 2016.
- [3] B. R. Jay Heizer, *Dirección de la producción y de operaciones*, 11 edición. Madrid, 2015.
- [4] G. D. E. Selección, “Grúas pórtico.”
- [5] N. T. P. Grúas, G. D. E. Trabajo, and F. E. M. Aem, “NTP 736: Grúas tipo puente (I): generalidades,” no. I.
- [6] R. E. Collado, “Diseño de puente grúa,” 2005.
- [7] Aiteco, “Matriz de priorización.” [Online]. Available: <https://www.aiteco.com/matriz-de-priorizacion/>.
- [8] A. Coronel, “Universidad Politécnica salesiana sede Quito,” pp. 1–188, 2013.
- [9] O. Suarez and J. Moreno, “La familia como eje fundamental en la formación de valores en el niño,” p. 19, 2013.
- [10] J. M. Cabrero-Ballarín, “Nuevas propuestas para el diseño de pórticos y uniones semirrígidas de acero,” p. 387, 2006.
- [11] R. F. Carlos, “DISEÑO Y CÁLCULO DE GRÚA PARA ALMACÉN CON CAPACIDAD PARA 5 TN,” p. 211.
- [12] I. Al and C. D. E. Las, “CAPÍTULO IV : ANÁLISIS ESTRUCTURAL,” pp. 1–20.
- [13] O. F. C. Cross-section, “(OPTIMUM DESING OF STEEL FRAMES FORMED BY STRAIGHT PROFILES.”
- [14] P. La, R. Julio, and P. Ríos, ““Diseño y Simulación Estructural de una Grúa Pórtico para Descarga y Almacenamiento de Bobinas de Acero,”” 2006.
- [15] C. R. Fernández, “No Title,” *Calculo y Diseño de grua para almacen con capacidad de 5 ton.* [Online]. Available: https://www.academia.edu/32755355/DISEÑO_Y_CÁLCULO_DE_GRÚA_PARA_ALMACÉN_CON_CAPACIDAD_PARA_5_TN_Tutor.
- [16] C. Mecánica, “UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE QUITO,” 2018.
- [17] F. De, “Criteria for Choosing a Spouse.”

- [18] E. Diego, A. Valencia, E. Luis, and F. Guevara, *Cargas (no sísmicas)*. .
- [19] R. L. Norton, *Diseño de máquinas*. .
- [20] W. Applications, “Extended End-Plate Moment Connections.”
- [21] “(CMAA Specification, no. 70) Crane Manufacturers Association of America - Specifications for top running bridge & gantry type multiple girder electric overhead traveling cranes-CMAA (1994).pdf.” .
- [22] Pablo, “Mecanismos y Elementos de Máquinas,” p. 21, 2013.
- [23] Universidad Autónoma de México, “Conceptos Básicos Del Método Por Elemento Finito,” p. 33, 2017.
- [24] “Introducción Método de la Rigidez.”
- [25] J. T. Celigüeta, *Método de los Elementos Finitos para Análisis Estructural*. 2008.
- [26] “INTRODUCCIÓN AL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS: APLICACIÓN A LA MECANICA DE SÓLIDOS.”

ANEXOS

ANEXO 1

Ilustración de trolley para puentes grúa monorriel con polipasto



NERM/ERM100S-L

NERM/ERM100S-L

(Se muestra con contenedores de cadena de lona opcionales)

POLIPASTO/TECLE DE VELOCIDAD SENCILLA CON TROLE DE VELOCIDAD SENCILLA – ESPECIFICACIONES

Cap. (t)	Código de producto	Elev. est. (m)	Cable de la botonera (m)	Motor de elevación trifásico 60 Hz				Motor de elevación trifásico 50 Hz			Motor de traslación trifásico 60 Hz			Motor de traslación trifásico 50 Hz			Ajuste del ancho de patín B (mm)		Radio mínimo permitido para curva (mm)	Diámetro de la cadena de carga (mm) x Ramales	Peso neto (kg)		Peso por un metro adicional de elevación (kg)		
				Velocidad de elevación (m/min)	Rendimiento (kW)	Corriente nominal (amps)		Velocidad de elevación (m/min)	Rendimiento (kW)	Corriente nominal (amps)	Velocidad transversal (m/min)	Rendimiento (kW)	Corriente nominal (amps)		Velocidad transversal (m/min)	Rendimiento (kW)	Corriente nominal (amps)				Estándar	Opcional			
						@208-230V	@460V						@380V	@460V			@280-230V	@460V						@380V	@460V
7.5	(N)ERM075S-L	3.0	3.3	2.3	3.5	16.4	7.9	1.9	3.5	7.9		0.75	5.1	2.5		0.75	2.5		2500	11.2 x 3	283	282	8.4		
10	(N)ERM100L-L			1.7	3.5	16.4	7.9	1.4	3.5	7.9		0.75	5.1	2.5		0.75	2.5		2500	11.2 x 3	378	377	11		
10	(N)ERM100S-L			3.4	3.5 x 2	16.4 x 2	7.9 x 2	2.9	3.5 x 2	7.9 x 2	12	0.75	5.1	2.5		0.75	2.5		140 a 220	221 a 305	2500	11.2 x 4	399	398	11
15	(N)ERM150S-L			2.3	3.5 x 2	16.4 x 2	7.9 x 2	1.9	3.5 x 2	7.9 x 2		0.75 x 2	5.1 x 2	2.5 x 2		0.75 x 2	2.5 x 2		∞	11.2 x 6	571	569	17		
20	(N)ERM200S-L			1.7	3.5 x 2	16.4 x 2	7.9 x 2	1.4	3.5 x 2	7.9 x 2		0.75 x 2	5.1 x 2	2.5 x 2		0.75 x 2	2.5 x 2		∞	11.2 x 8	672	671	22		

Todas las velocidades listadas son de 60Hz.

POLIPASTO/TECLE DE VELOCIDAD SENCILLA CON TROLE DE VELOCIDAD SENCILLA – DIMENSIONES

Cap. (t)	Código de producto	Altura libre C (mm)	b (mm)	b' (mm)	d (mm)	e (mm)	e' (mm)	g (mm)	i (mm)	j (mm)	k (mm)	m (mm)	n (mm)	r (mm)	t (mm)
7.5	(N)ERM075S-L	1165	500	582	284	531	223	61	175	87	175	268	191	153	70
10	(N)ERM100L-L	1180	500	582	284	531	223	81	175	78	175	267	191	153	70
10	(N)ERM100S-L	1180	500	582	284	531	223	81	175	78	175	267	191	153	70
15	(N)ERM150S-L	1310	1020	1102	284	531	223	86	175	83	175	267	711	153	70
20	(N)ERM200S-L	1345	1020	1102	284	531	223	102	175	78	175	267	711	153	70

Ver Configuración p

ANEXO 2

Tabla de testers monorraíles de industrias Cranes



TESTEROS GRÚAS MONORRAÍLES
SINGLE GIRDER END CARRIAGES

CAPACIDAD CAPACITY	LUZ GRÚA (m) CRANE SPAN (m)															Nº	REFERENCIA REFERENCE
	KG	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30		
1.000															6	1	160170
1.600																2	160200
2.000																3	160250
2.500				1			2	3		4						4	160325
3.200																5	160400
4.000																6	160450
5.000																7	200170
6.300																8	200200
8.000																9	200250
10.000																10	200325
12.500																11	200400
16.000																12	200450
20.000																13	250170
																14	250200
																15	250250
																16	250325
																17	250400
																18	250450
																19	315170
																20	315200
																21	315250
																22	315325
																23	315400

ANEXO 3

Ilustración de vigas testeras, dimensiones y características generales.

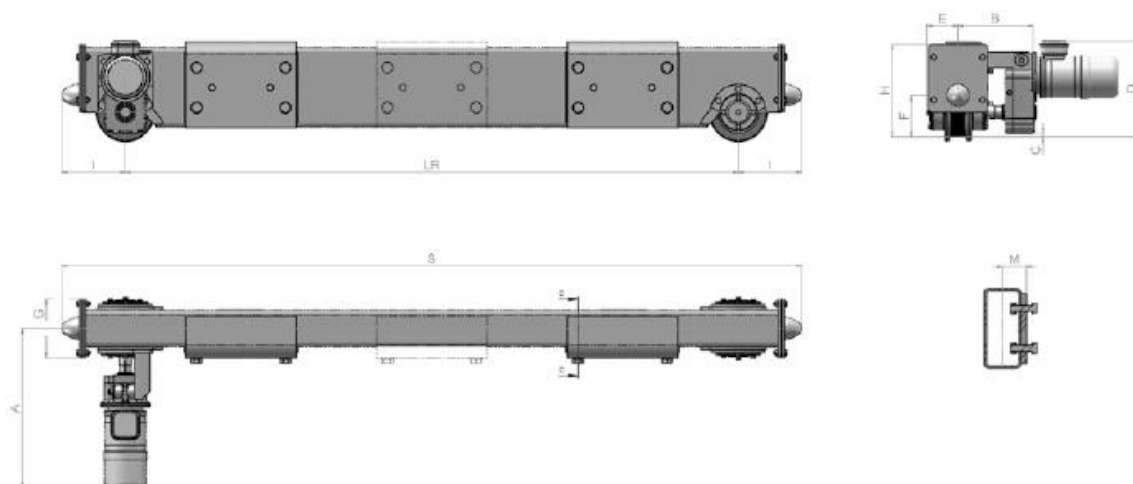


TABLA DE DIMENSIONES

DIMENSIONS

TIPO TYPE	Rueda Wheel	A	B	C	D	E	F	G	H	I	LR	S	J	K	M
	Ø mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
160170	160	617	250	14	335	105	135	190	290	230	1700	2160	40	30	78
160200	160	617 / 654	250	14 / 4	335 / 382	105	135	190	290	230	2000	2460	40	30	78
16250	160	617 / 654	250	14 / 4	335 / 382	105	135	190	290	230	2500	2960	40	30	78
160325	160	617 / 654	250	14 / 4	335 / 382	105	135	190	290	230	3250	3710	40	30	78
160400	160	654	250	4	382	105	135	190	290	230	4000	4460	40	30	78
160450	160	654	250	4	382	105	135	190	290	230	4500	4960	40	30	78
200170	200	679	275	24	402	127	155	225	325	260	1700	2220	40	30	93
200200	200	679	275	24	402	127	155	225	325	260	2000	2520	40	30	93
200250	200	679	275	24	402	127	155	225	325	260	2500	3020	40	30	93
200325	200	679	275	24	402	127	155	225	325	260	3250	3770	40	30	93
200400	200	679	275	24	402	127	155	225	325	260	4000	4520	40	30	93
200450	200	679	275	24	402	127	155	225	325	260	4500	5020	40	30	93
250170	250	679	275	49	426	140	180	243	380	285	1700	2270	40	30	103
250200	250	679	275	49	426	140	180	243	380	285	2000	2570	40	30	103
250250	250	679	275	49	426	140	180	243	380	285	2500	3070	40	30	103
250325	250	679	275	49	426	140	180	243	380	285	3250	3820	40	30	103
250400	250	679	275	49	426	140	180	243	380	285	4000	4570	40	30	103
250450	250	679	340	49	426	140	180	243	380	285	4500	5070	40	30	103
315170	315	770	340	60	491	164	227,5	295	437,5	330	1700	2360	40	30	125,5
315200	315	770	340	60	491	164	227,5	295	437,5	330	2000	2660	40	30	125,5
315250	315	770	340	60	491	164	227,5	295	437,5	330	2500	3160	40	30	125,5
315325	315	770	340	60	491	164	227,5	295	437,5	330	3250	3910	40	30	125,5
315400	315	770	340	60	491	164	227,5	295	437,5	330	4000	4660	40	30	125,5
315450	315	770	340	60	491	164	227,5	295	437,5	330	4500	5160	40	30	125,5

ANEXO 4

Características de motor-reductor de ejes coaxiales, para vigas testeras.

Motorreductores

Motorreductores de ejes coaxiales

Motorreductores de hasta 200 kW

Datos para selección y pedidos (continuación)

Potencia P_{motor} kW	Velocidad de salida		Par de salida T_2 Nm	Factor de servicio f_s	Índice de reducción i_{tot}	Referencia	Código (n.º polos)	Peso ^{*)} kg
n_2 (50 Hz) min ⁻¹	n_2 (60 Hz) min ⁻¹							
1,5 (50 Hz)	Z.28-LA90L4							
1,8 (60 Hz)	87	104	164	0,85	16,24 ★	2KJ1101 - ■EP13 - ■■R1		20
	97	116	147	0,95	14,58	2KJ1101 - ■EP13 - ■■Q1		20
	108	130	133	1,1	13,17 ★	2KJ1101 - ■EP13 - ■■P1		20
	119	143	120	1,2	11,94	2KJ1101 - ■EP13 - ■■N1		20
	131	157	110	1,3	10,87 ★	2KJ1101 - ■EP13 - ■■M1		20
	148	178	97	1,4	9,61	2KJ1101 - ■EP13 - ■■L1		20
	160	192	90	1,6	8,87 ★	2KJ1101 - ■EP13 - ■■K1		20
	186	223	77	1,8	7,64	2KJ1101 - ■EP13 - ■■J1		20
	205	246	70	1,9	6,94 ★	2KJ1101 - ■EP13 - ■■H1		20
	225	270	64	1,5	6,31 ★	2KJ1101 - ■EP13 - ■■G1		20
	248	298	58	1,6	5,72	2KJ1101 - ■EP13 - ■■F1		20
	273	328	53	1,8	5,21 ★	2KJ1101 - ■EP13 - ■■E1		20
	309	371	46	1,9	4,60	2KJ1101 - ■EP13 - ■■D1		20
	334	401	43	2,1	4,25 ★	2KJ1101 - ■EP13 - ■■C1		20
	388	466	37	2,2	3,66	2KJ1101 - ■EP13 - ■■B1		20
	426	511	34	2,3	3,33 ★	2KJ1101 - ■EP13 - ■■A1		20
	E.88-LA90L4							
	137	164	104	2,2	10,33 ★	2KJ1004 - ■EP13 - ■■S1		53
	150	180	95	2,2	9,46	2KJ1004 - ■EP13 - ■■R1		53
	169	203	85	2,9	8,42 ★	2KJ1004 - ■EP13 - ■■Q1		53

ANEXO 5

Tabla de reductores siemens

1,1 (50 Hz) SC.63-LAI90S4								
1,3 (60 Hz)	47	56	165	0,93	30	0,74	2KJ1702 - ■EL13 - ■■F1	19
	57	68	141	1,1	25	0,76	2KJ1702 - ■EL13 - ■■E1	19
	71	85	123	1,2	20	0,83	2KJ1702 - ■EL13 - ■■D1	19
	94	113	95	1,6	15	0,85	2KJ1702 - ■EL13 - ■■C1	19
	142	170	67	2,2	10	0,9	2KJ1702 - ■EL13 - ■■B1	19
	202	242	48	3,1	7	0,92	2KJ1702 - ■EL13 - ■■A1	19
1,5 (50 Hz) SC.63-LAI90L4								
1,8 (60 Hz)	71	85	167	0,91	20	0,83	2KJ1702 - ■EP13 - ■■D1	22
	95	114	129	1,2	15	0,85	2KJ1702 - ■EP13 - ■■C1	22
	142	170	91	1,7	10	0,9	2KJ1702 - ■EP13 - ■■B1	22
	203	244	65	2,3	7	0,92	2KJ1702 - ■EP13 - ■■A1	22

Para versiones de eje, ver la página 6/13 ————— **1, 5 ó 6** —————

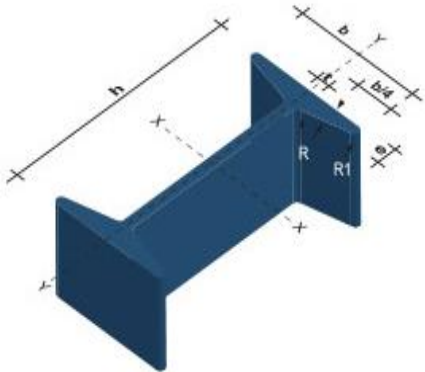
Para frecuencias y tensiones, ver la página 8/18 ————— **1 a 9** —————

Para formas de carcasa, ver la página 6/11 ————— **A, D, F ó H** —————

*) para forma constructiva B3

ANEXO 6

Perfiles existentes en el mercado nacional y similar al perfil americano.



Nomenclatura

h= Patín
b= Ala
t= Espesor Alma
e= Espesor Ala
R= Radio Giro Alma
R1= Radio Giro Ala

Propiedades Mecánicas			
Resistencia Mecánica		Punto Fluencia	
Kg/mm2	Mpa	Kg/mm2	Mpa
37 - 52	370 - 520	24	235

Denominación	Dimensiones						Propiedades					
	h	b	t	e	R	R1	Área Sección cm2	Pesos kg/mts	Inercia (cm4)		Módulo Resistencia (cm3) Sección	
	mm	mm	mm	mm	mm	mm			Eje X-X	Eje Y-Y	Eje X-X	Eje Y-Y
IPN 80	80	42	3.90	5.90	30.90	2.30	7.58	5.95	77	6.29	19.50	3.00
IPN 100	100	50	4.50	6.80	4.50	2.70	10.60	8.32	171	12.20	34.20	4.88
IPN 120	120	58	5.10	7.70	5.10	3.10	14.20	11.20	328	21.50	54.70	7.41
IPN 140	140	66	5.70	8.60	5.70	3.40	18.30	14.40	573	35.20	81.90	10.70
IPN 160	160	74	6.30	9.50	6.30	3.80	22.80	17.90	935	54.70	117.00	14.80
IPN 180	180	82	6.90	10.40	6.90	4.10	27.90	21.90	1450	81.30	161.00	19.80
IPN 200	200	90	7.50	11.30	7.50	4.50	33.50	26.30	2140	117.00	214.00	26.00
IPN 220	220	98	8.10	12.20	8.10	4.90	39.60	31.10	3060	162.00	278.00	33.10
IPN 240	240	106	8.70	13.10	8.70	5.20	46.10	36.20	4250	221.00	354.00	41.70
IPN 260	260	113	9.40	14.10	9.40	5.60	53.40	41.90	5740	288.00	442.00	51.00
IPN 300	300	125	10.80	16.20	10.80	6.50	69.10	54.20	9800	451.00	653.00	72.20
IPN 340	340	137	12.20	18.30	12.20	7.30	86.80	68.10	15700	647.00	923.00	98.40
IPN 360	360	143	13.00	19.50	13.00	7.80	97.10	76.20	19610	818.00	1090.00	114.00
IPN 400	400	155	14.40	21.60	14.40	8.60	118.00	92.60	29210	1160.00	1460.00	149.00
IPN 450	450	170	16.20	24.30	16.20	9.70	147.00	115.00	45850	1730.00	2040.00	203.00
IPN 500	500	185	18.00	27.00	18.00	10.80	180.00	141.00	68740	2480.00	2750.00	268.00
IPN 550	550	200	19.00	30.00	19.00	11.90	213.00	167.00	99180	3490.00	3610.00	349.00

ANEXO 7.

Perfil Americano W14*82

PERFIL H AMERICANO DE ALA ANCHA - WF

ASTM A 6/A 6M - 07

Dimensiones y propiedades para el diseño

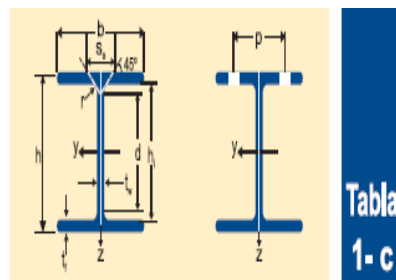
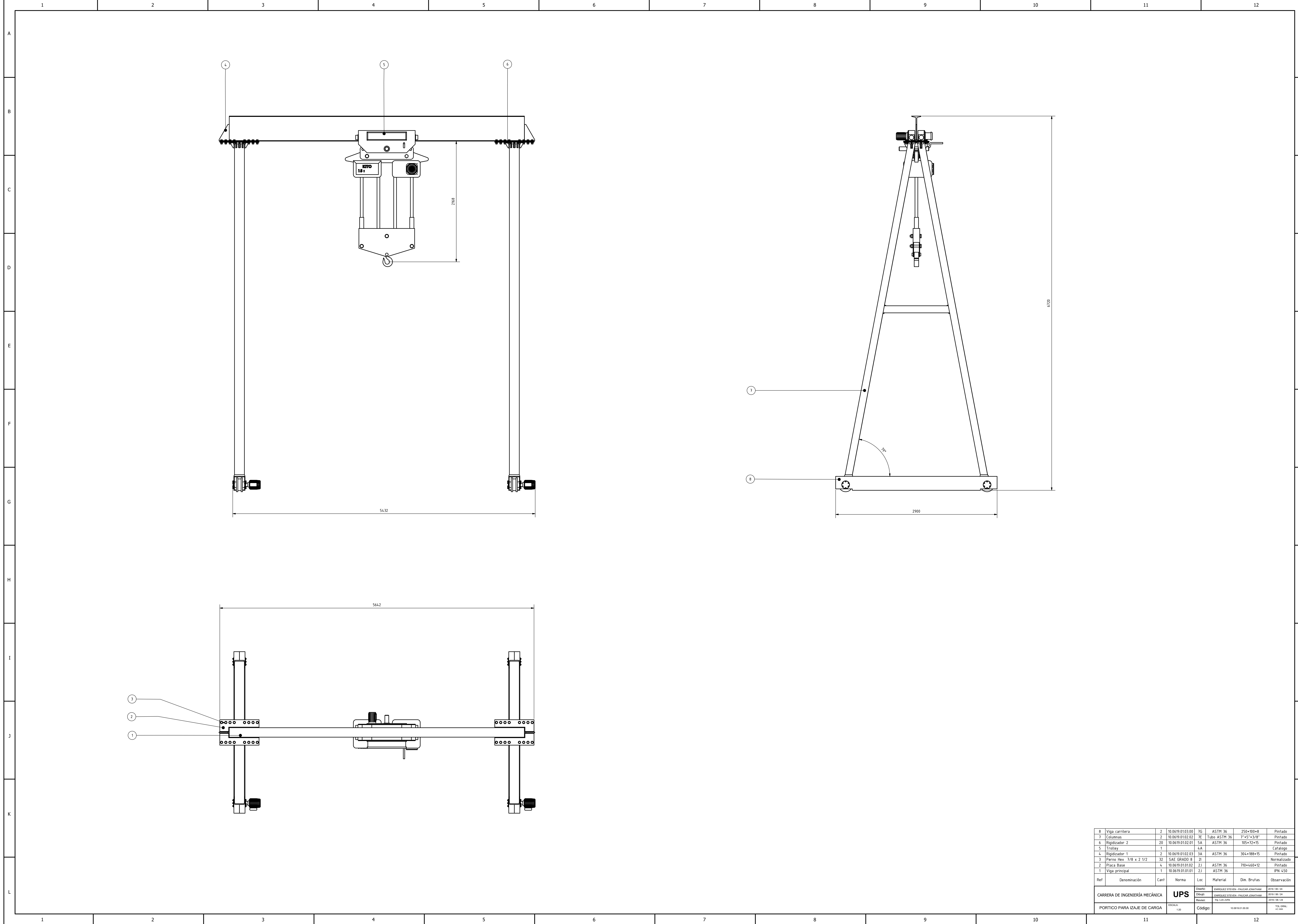
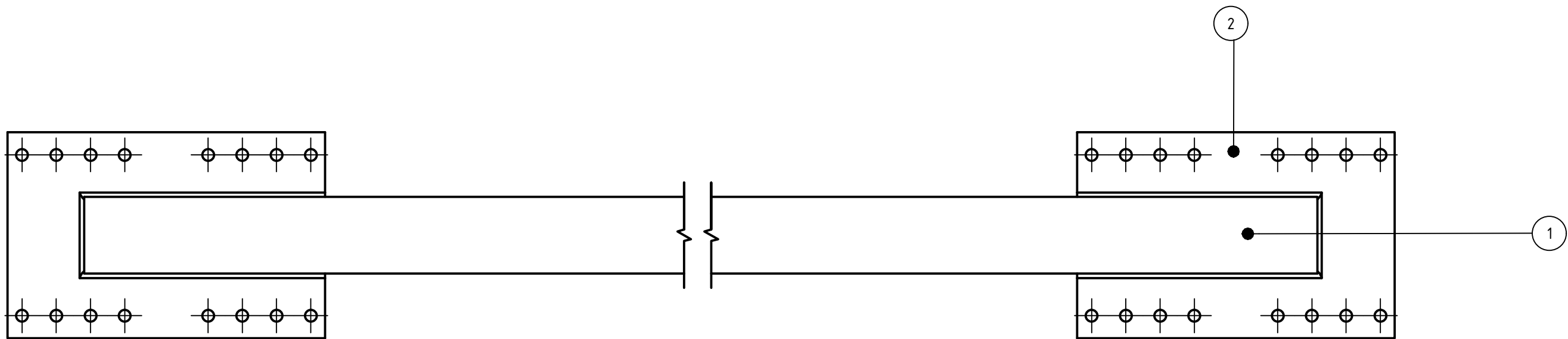
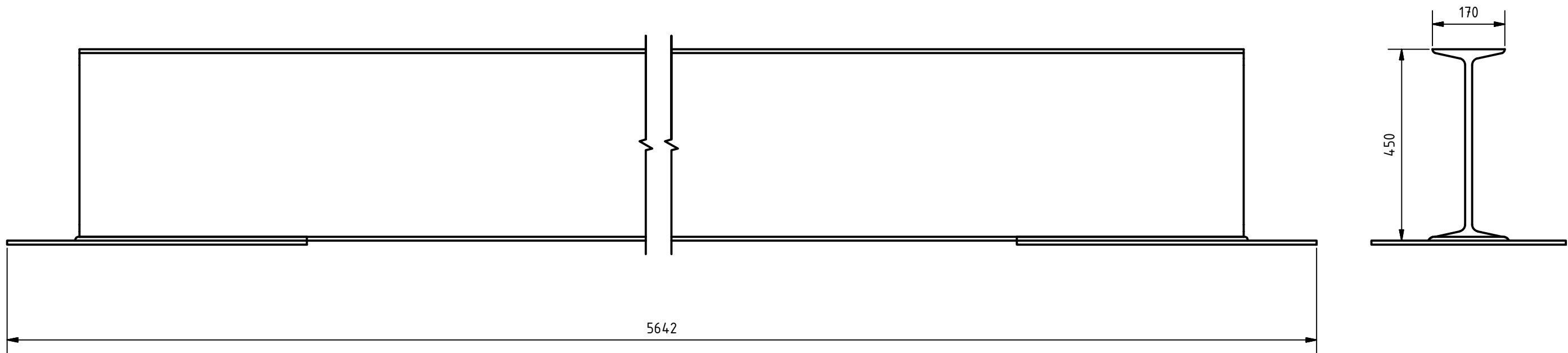


Tabla
1- c

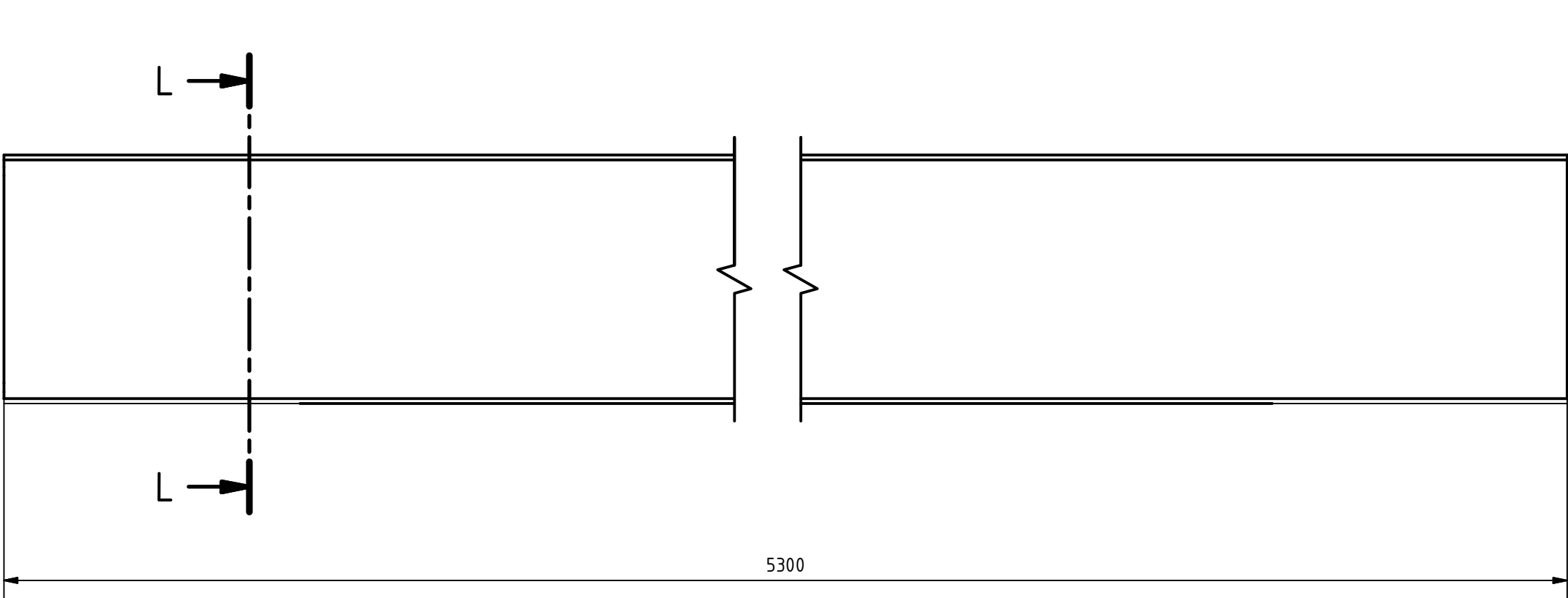
Designación	Altura		Ala		Distancia					Área mm ²	Peso		Superficie		Eje Y-Y		Eje Y-Y			Mód. plástico		Inercia Tors.	
	h	t _f	b	t _f	r	h ₁	d	P _{mín}	P _{máx}						L _y	W _{xy}	L _z	W _{yz}	I _y	L _z	W _{yz}		I _z
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	x10 ²	kg/m	lbs/ft	m ² /m	m ² /t	x10 ⁴	x10 ³	x10	x10 ⁴	x10 ³	x10	x10 ³	x10 ³	x10 ⁴	
W 14 x 22	349	5.8	127	8.5	10	332	312	62	70	41.7	32.9	22	1.177	35.959	8.258	473.20	14.07	291	45.82	2.64	541.5	71.8	8.65
W 14 x 26	353	6.5	128	10.7	10	331.6	311.6	64	70	49.8	39.0	26	1.188	30.382	10.230	579.70	14.33	375	58.60	2.74	661.5	91.6	15.04
W 14 x 30	352	6.9	171	9.8	10	332.4	312.4	82	84	57.3	44.6	30	1.357	30.164	12.140	690.10	14.57	818	95.66	3.78	777.0	147.7	16.10
W 14 x 34	355	7.2	171	11.6	10	331.8	311.8	84	84	64.4	51.0	34	1.362	26.942	14.130	796.30	14.80	968	113.20	3.87	894.5	174.4	23.92
W 14 x 38	358	7.9	172	13.1	10	331.8	311.8	84	84	72.1	58.0	38	1.371	24.212	16.040	896.20	14.91	1.113	129.40	3.93	1.009.0	199.5	33.46
W 14 x 43	347	7.7	203	13.5	15	320	290	90	113	81.4	64.0	43	1.465	22.930	17.830	1.027.00	14.80	1.885	185.70	4.81	1.141.0	284.3	43.21
W 14 x 48	350	8.6	204	15.1	15	319.8	289.8	90	114	91.0	72.0	48	1.473	20.611	20.100	1.149.00	14.86	2.140	209.80	4.85	1.282.0	321.6	59.71
W 14 x 53	354	9.4	205	16.8	15	320.4	290.4	90	115	100.9	79.0	53	1.483	18.723	22.650	1.280.00	14.98	2.416	235.70	4.89	1.433.0	361.6	80.72
W 14 x 61	353	9.5	254	16.4	15	320.2	290.2	90	164	115.7	91.0	61	1.677	18.473	26.690	1.512.00	15.19	4.483	353.00	6.23	1.676.0	537.8	91.18
W 14 x 68	357	10.5	255	18.3	15	320.4	290.4	90.5	165	128.9	101.0	68	1.687	16.674	30.150	1.689.00	15.29	5.062	397.00	6.27	1.880.0	605.5	125.30
W 14 x 74	360	11.4	256	19.9	15	320.2	290.2	91.4	166	140.3	110.0	74	1.695	15.392	33.090	1.838.00	15.36	5.570	435.20	6.30	2.055.0	664.2	160.30
W 14 x 82	363	13	257	21.7	15	319.6	289.6	93	167	155.0	122.0	82	1.702	13.989	36.530	2.013.00	15.35	6.147	478.40	6.30	2.266.0	732.0	211.80



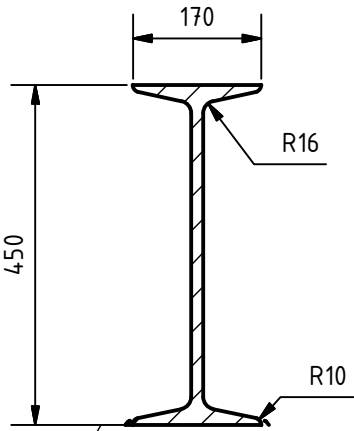
8	Viga carrilera	2	10.0619.01.03.00	7G	ASTM 36	250*100*8	Pintado	
7	Columnas	2	10.0619.01.02.02	7E	Tubo ASTM 36	7*5*3/8"	Pintado	
6	Rigidizador 2	20	10.0619.01.02.01	5A	ASTM 36	105*12*15	Pintado	
5	Trolley	1		4A	ASTM 36		Catálogo	
4	Rigidizador 1	2	10.0619.01.02.03	3A	ASTM 36	304*188*15	Pintado	
3	Perno Hex. 7/8 x 2 1/2	32	SAC GRADO 8	2J			Normalizado	
2	Placa Base	4	10.0619.01.01.02	2J	ASTM 36	710*460*12	Pintado	
1	Viga principal	1	10.0619.01.01.01	2J	ASTM 36		IPN 450	
Ref	Denominación	Cant	Norma	Loc	Material	Dim. Brutas	Observación	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA				Diseño: ENRIQUEZ STEVEN - PAULCAR JONATHAN Diseño: ENRIQUEZ STEVEN - PAULCAR JONATHAN Revisó: TIG LUIS DAVID	2019/09/18 2019/09/18 2019/09/18			
PORTICO PARA IZAJE DE CARGA					TOL. GRAL. +/- 0.05			
Escala: 1:20					10.0619.01.03.00			



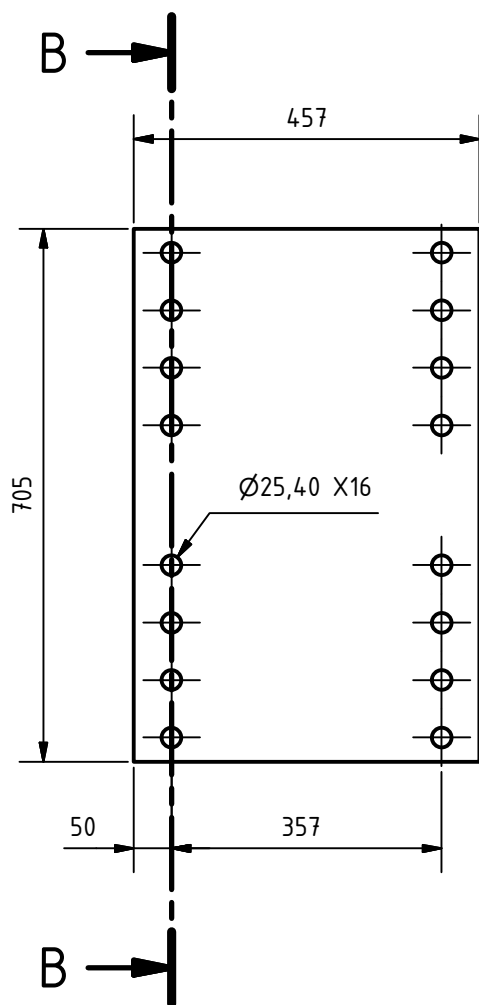
2	Placa Base	2	10.0619.01.02	5B	ASTM 36	710*460*10	Pintado
1	IPN 450	1	10.0619.01.01	6C	ASTM 36	IPN 450	Pintado
Ref	Denominación	Cant.	Norma	Loc.	Material	Dim. Brutas	Observación
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			UPS	Diseñó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM		2019 / 06 / 24
				Dibujó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM		2019 / 06 / 24
				Revisó:	ING. LUIS JUIÑA		2019 / 06 / 24
VIGA PRINCIPAL			ESCALA: 1:10	Código:	10.0619.01.01.00		TOL GRAL: ±1 mm



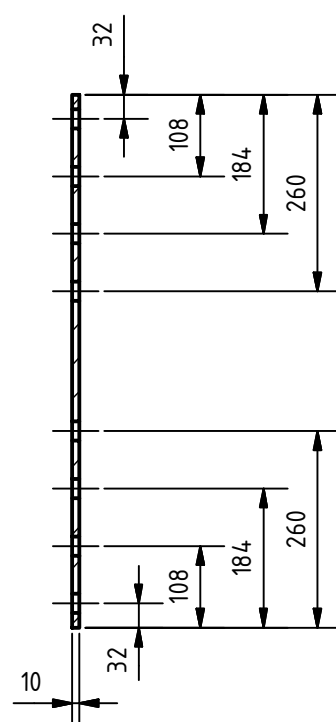
L-L (1 : 10)



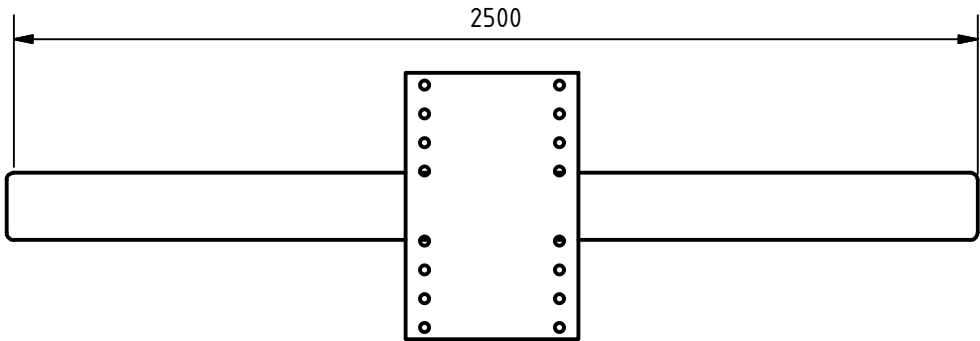
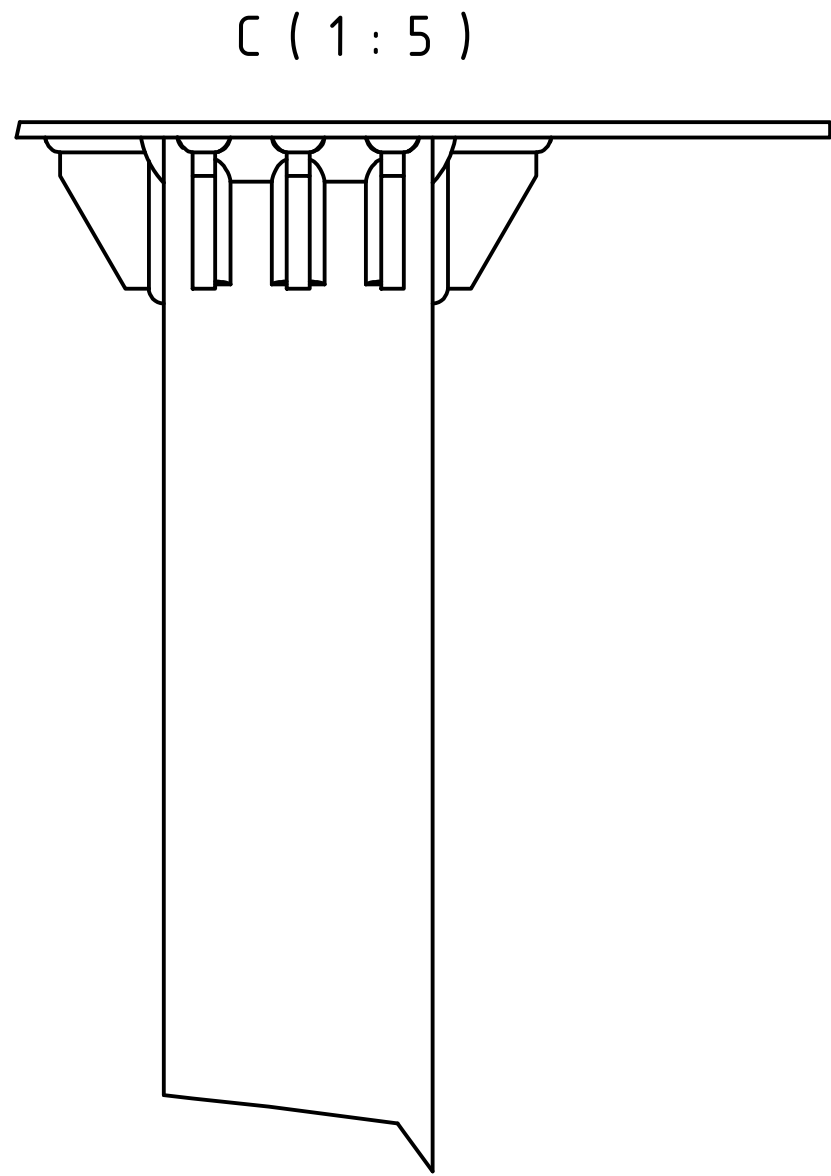
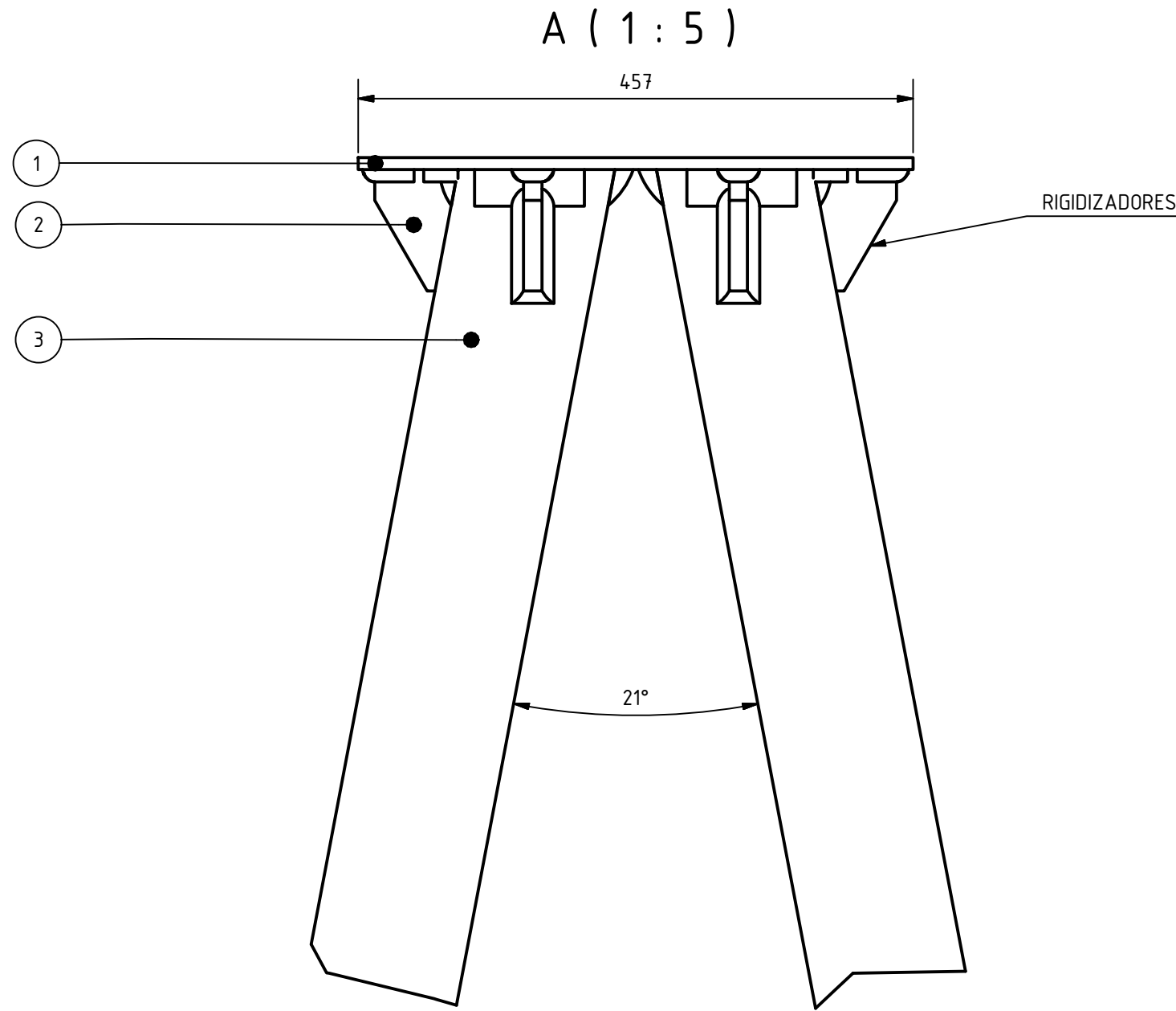
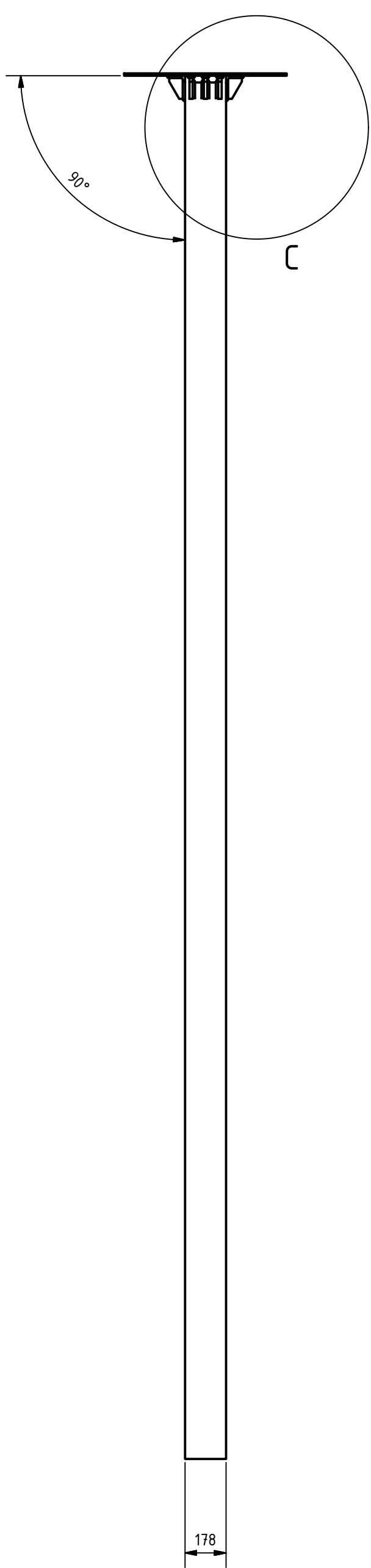
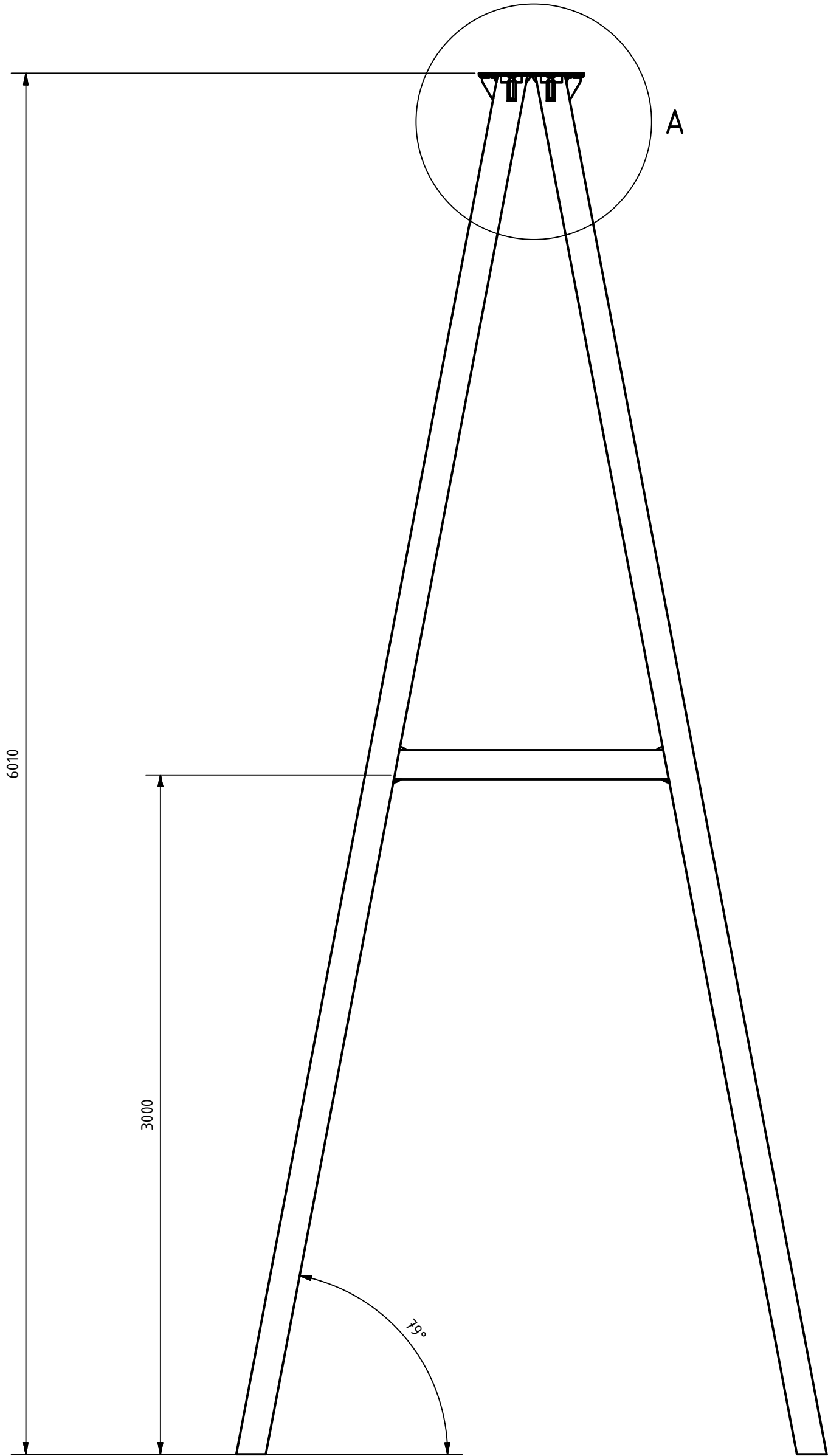
Tratamiento Térmico:		N/A		Material:		Dim. Brutas:	
Recubrimiento:		PINTURA		ASTM 36		IPN 450	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			UPS	Diseño:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM		2019 / 06 / 24
				Dibujó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM		2019 / 06 / 24
				Revisó:	ING. LUIS JUIÑA		2019 / 06 / 24
VIGA IPN 450			ESCALA: 1:10	Código:	10.0619.01.01.01		TOL GRAL: ±1 mm



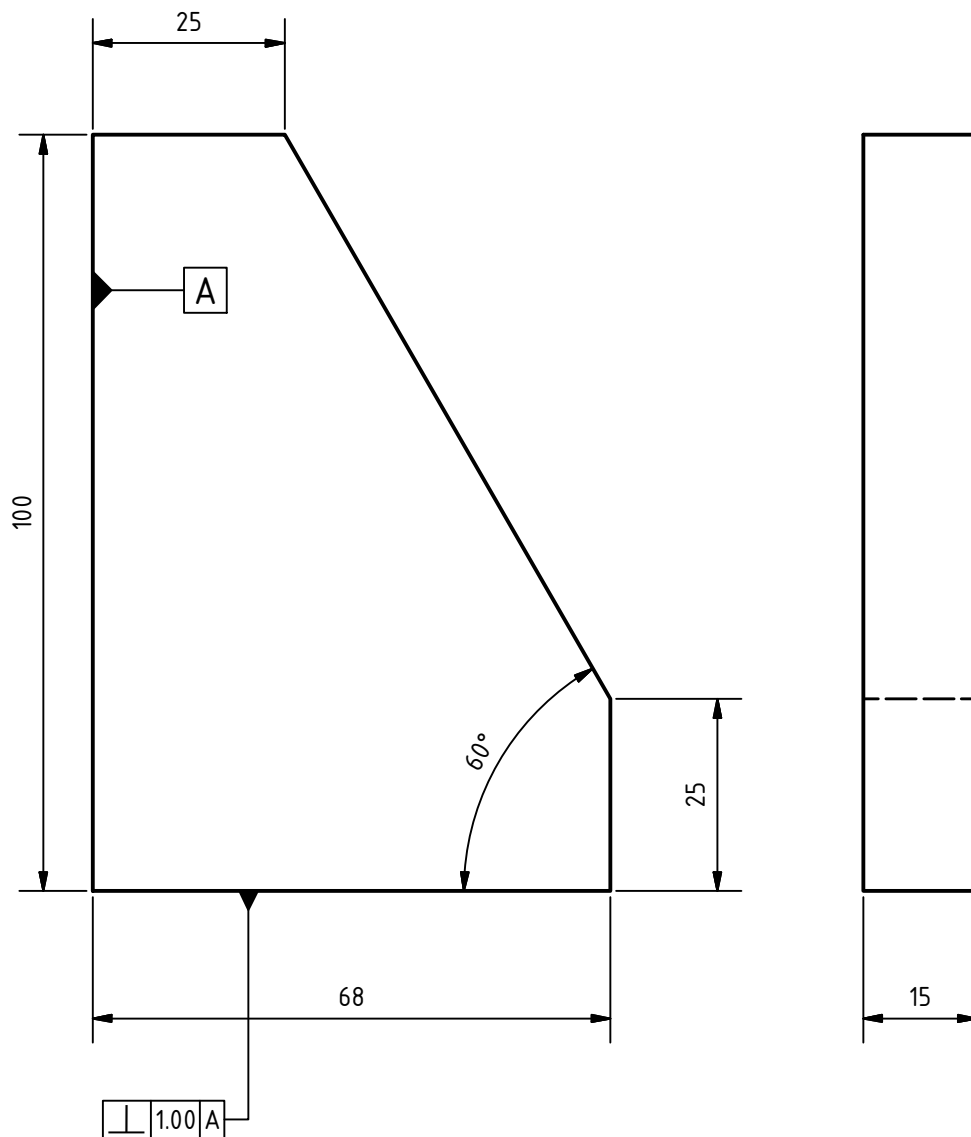
B-B (1:10)



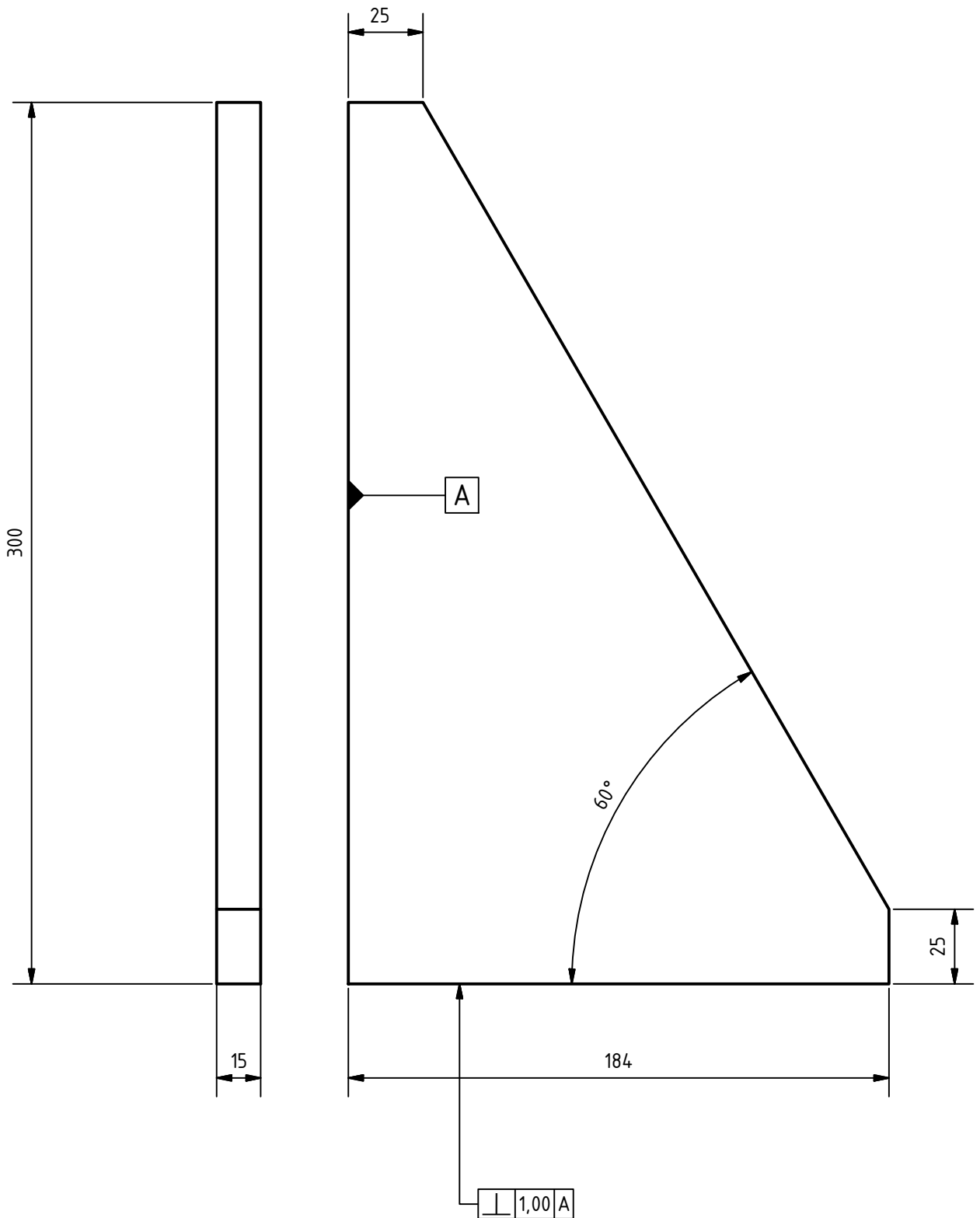
Tratamiento Térmico:	N/A	Material:	Dim. Brutas:
Recubrimiento:	PINTURA	ASTM 36	10*457*705
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM
		Dibujó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM
		Revisó:	ING. LUIS JUIÑA
PLACA BASE	ESCALA: 1:5	Código:	TOL GRAL: ±1 mm



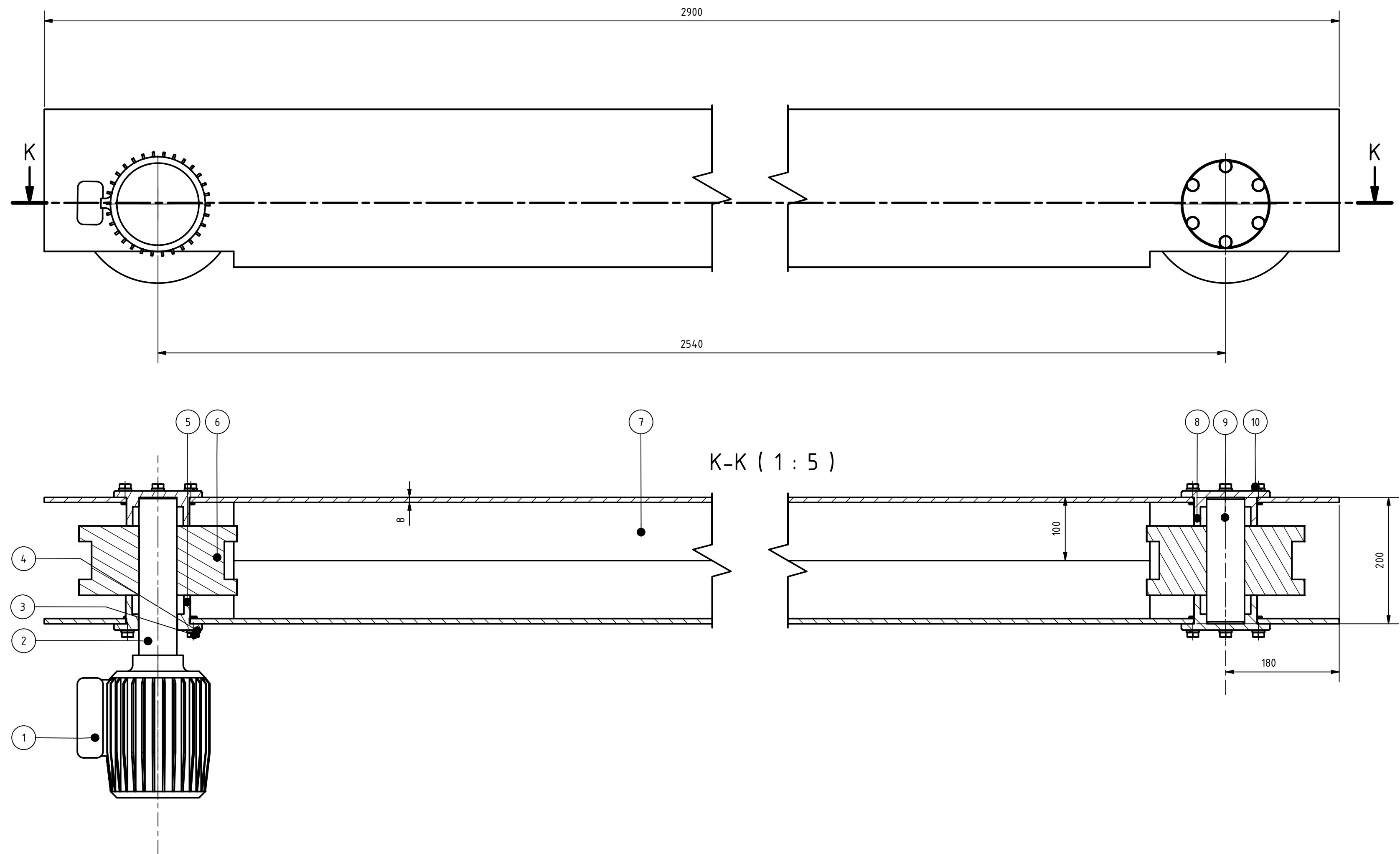
3	Columnas	2	10.0619.01.02.02	8D	ASTM 36	AISC 7 x 5 x 3/8	Pintado
2	Rigidizador 2	20	10.0619.01.02.02	8C	ASTM 36	105*72*15	Pintado
1	Placa base	2	10.0619.01.01.02	8C	ASTM 36	710*460*10	Pintado
Ref	Denominación	Cant.	Norma	Loc.	MATERIAL	Dim. Brutas	Observación
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			UPS		Diseño:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM	2019 / 06 / 24
					Dibujó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM	2019 / 06 / 24
					Revisó:	ING. LUIS JUIÑA	2019 / 06 / 24
COLUMNA			ESCALA: 1:2,5	Código:	10.0619.01.02.00		TOL GRAL: ± 1 mm



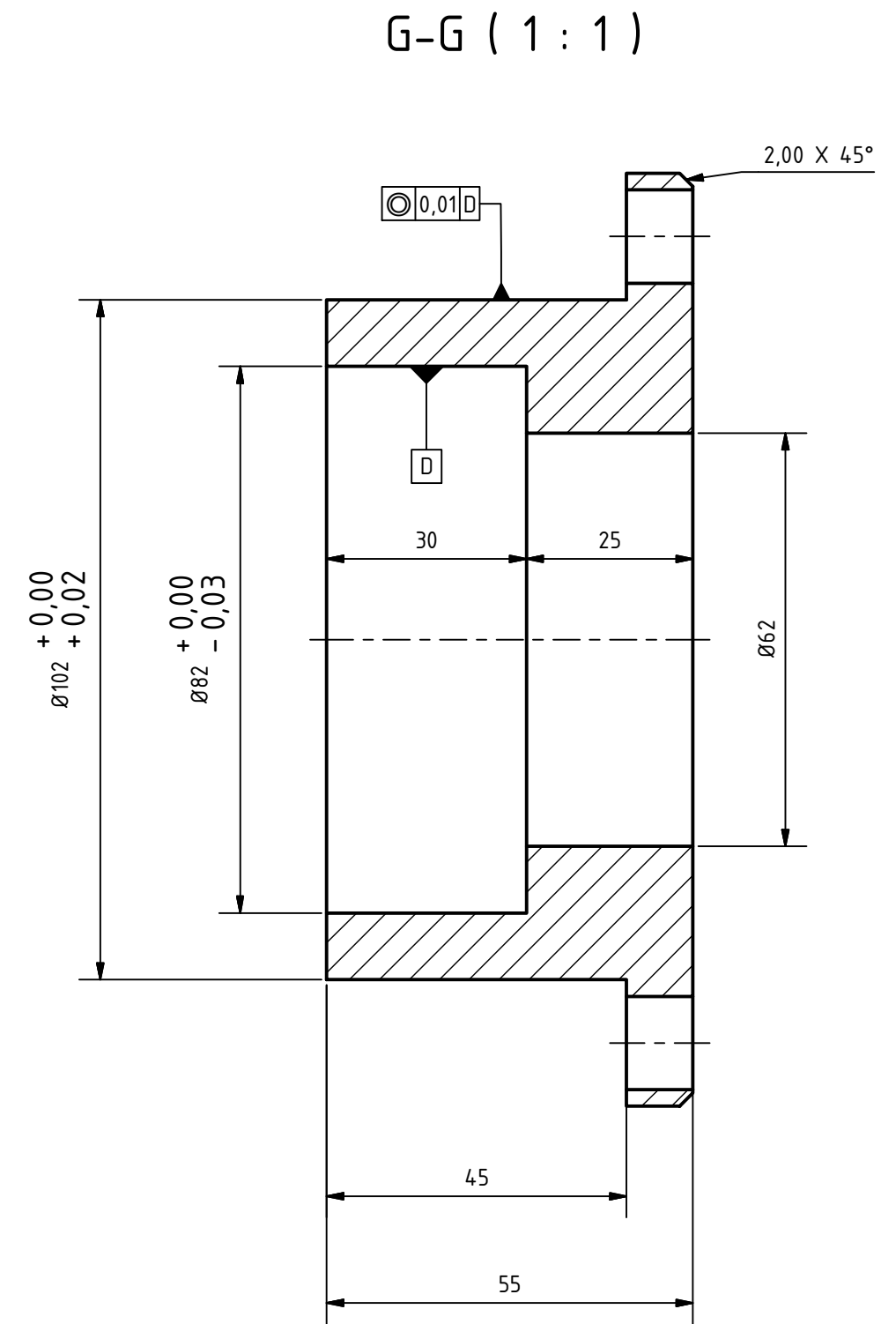
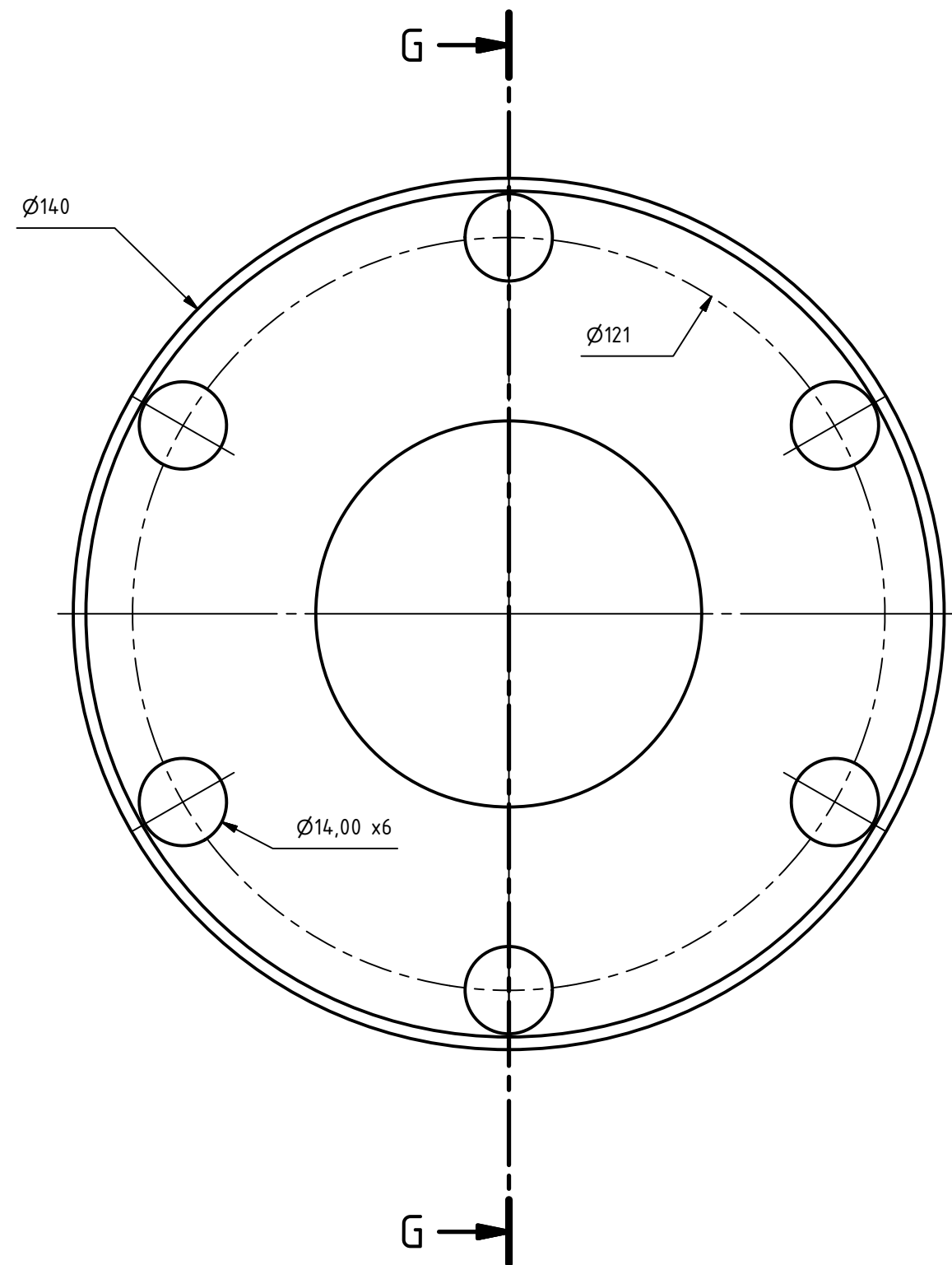
Tratamiento Térmico:	N/A	Material:	Dim. Brutas:
Recubrimiento:	PINTURA	ASTM 36	100*68*15
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM
		Dibujó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM
		Revisó:	ING. LUIS JUIÑA
RIGIZADOR 2	ESCALA: 1:1	Código:	10.0619.01.02.01
			TOL GRAL: ±1 mm



Tratamiento Térmico:	N/A	Material:	Dim. Brutas:
Recubrimiento:	PINURA	ASTM 36	300*184*15
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM
		Dibujó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM
		Revisó:	ING. LUIS JUIÑA
RIGIZADOR 1	ESCALA: 1:2	Código:	10.0619.01.02.03
			TOL GRAL: ±1 mm

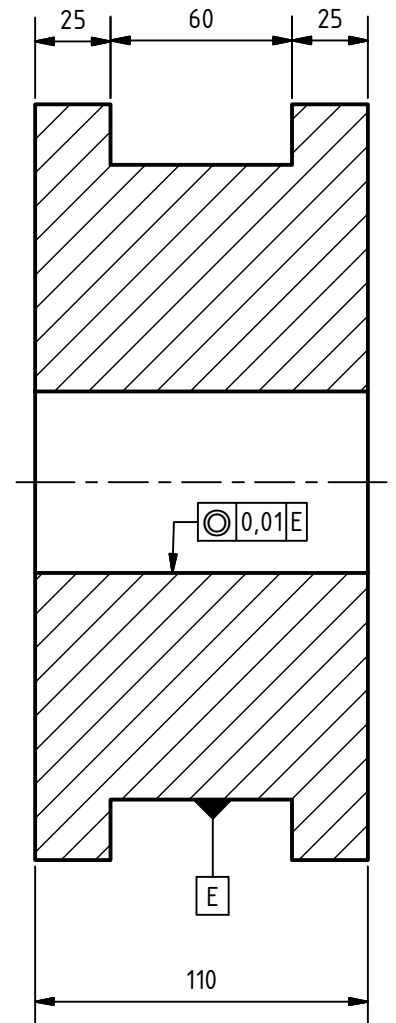
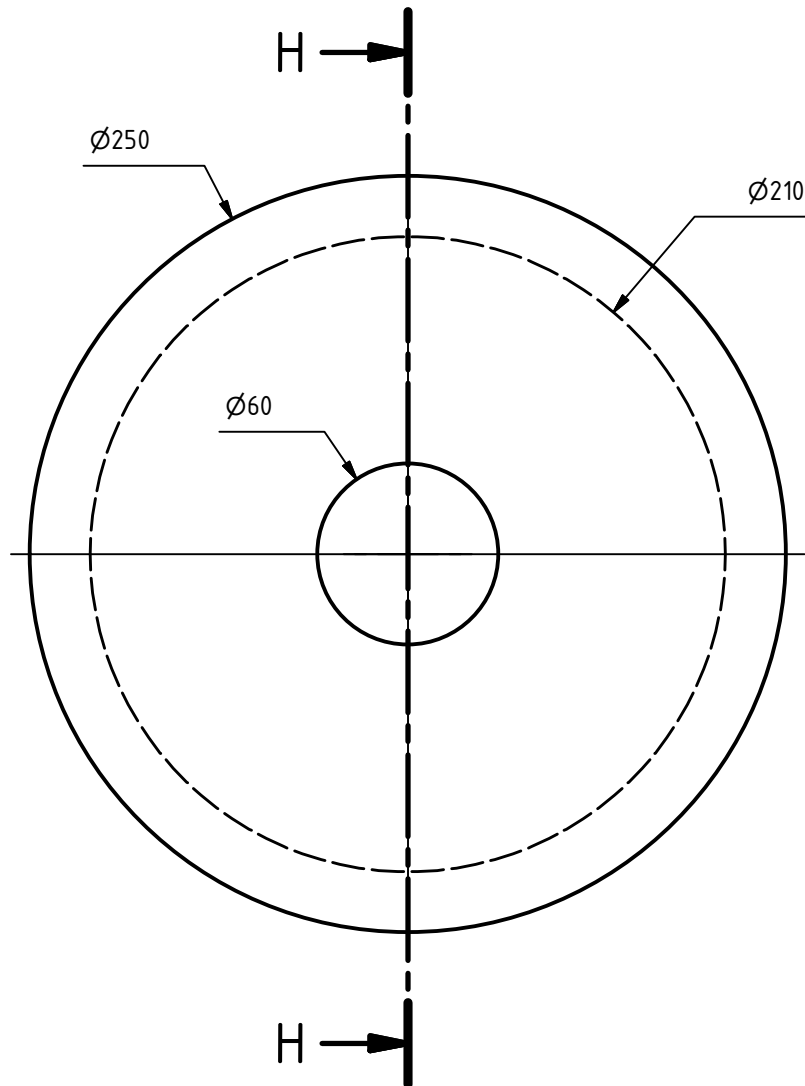


10	Pernos M12 x 25	48	DIN CLASE 8.8	11F			Normalizado
9	Eje trasero	2	10.0619.01.03.07	11F	AISI 1018	Ø 63,5 *205	Mecanizado
8	Soporte Rodamiento A	6	10.0619.01.03.06	10F	4140	Ø145*60	Mecanizado
7	Canal C	4	10.0619.01.03.05	6F	ASTM 36	24.00*250*8	Pintado
6	Ruedas	4	10.0619.01.03.04	2F	4140	Ø266 * 115	Mecanizado
5	Soporte Rodamiento B	2	10.0619.01.03.03	2F	4140	Ø 145*60	Mecanizado
4	Arandela de presion	96	ASME B128.21.1/2	4H			Normalizado
3	Arandela plana	96	DIN 443	3H			Normalizado
2	Eje	2	10.0619.01.03.02	2I	AISI 1018	Ø 63.5 *355	Mecanizado
1	Motor testeras	2	10.0619.01.03.01	1J			Normalizado
Ref	Denominación	Cant.	Norma	Loc.	Material	Dim. Brutas	Observación
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA				Diseño:	ENRIQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM		2019 / 06 / 24
				Dibujó:	ENRIQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM		2019 / 06 / 24
				Revisó:	ING. LUIS JUIÑA		2019 / 06 / 24
VIGA TESTERA				ESCALA:	1:5		TOL GRAL: ±1 mm
				Código:	10.0619.01.03.00		

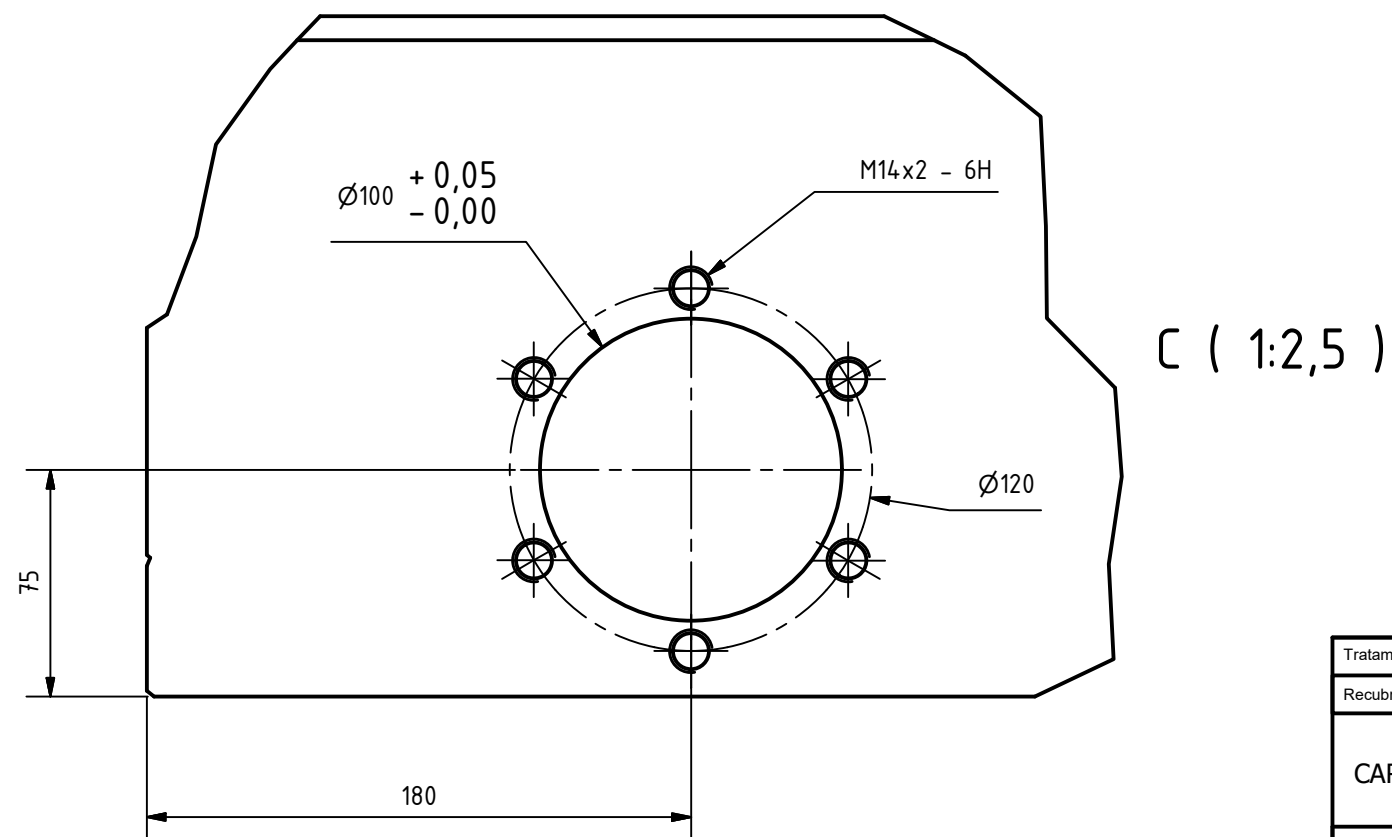
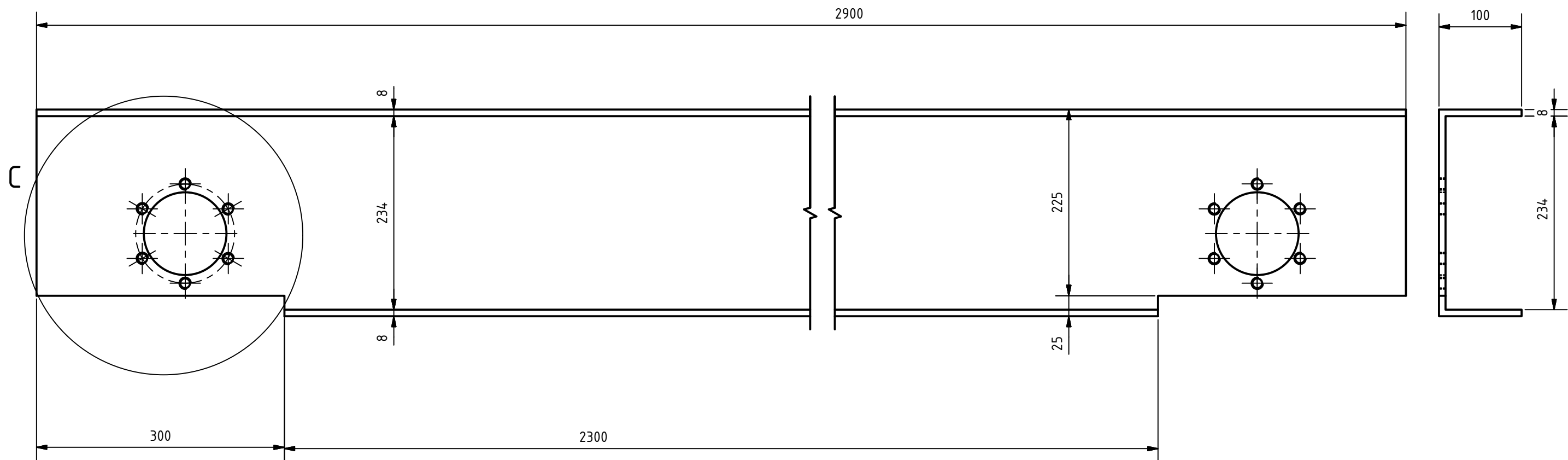


Tratamiento Térmico:	N/A	Material:	Dim. Brutas:	
Recubrimiento:	PINTURA	4140	Ø 145° 60	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM	2019 / 06 / 24
		Dibujó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM	2019 / 06 / 24
		Revisó:	ING.LUIS JUIÑA	2019 / 06 /24
SOPORTE DE RODAMIENTOS IZ.	ESCALA: 1:1	Código:	10.0619.01.03.03	TOL GRAL: ±0,01

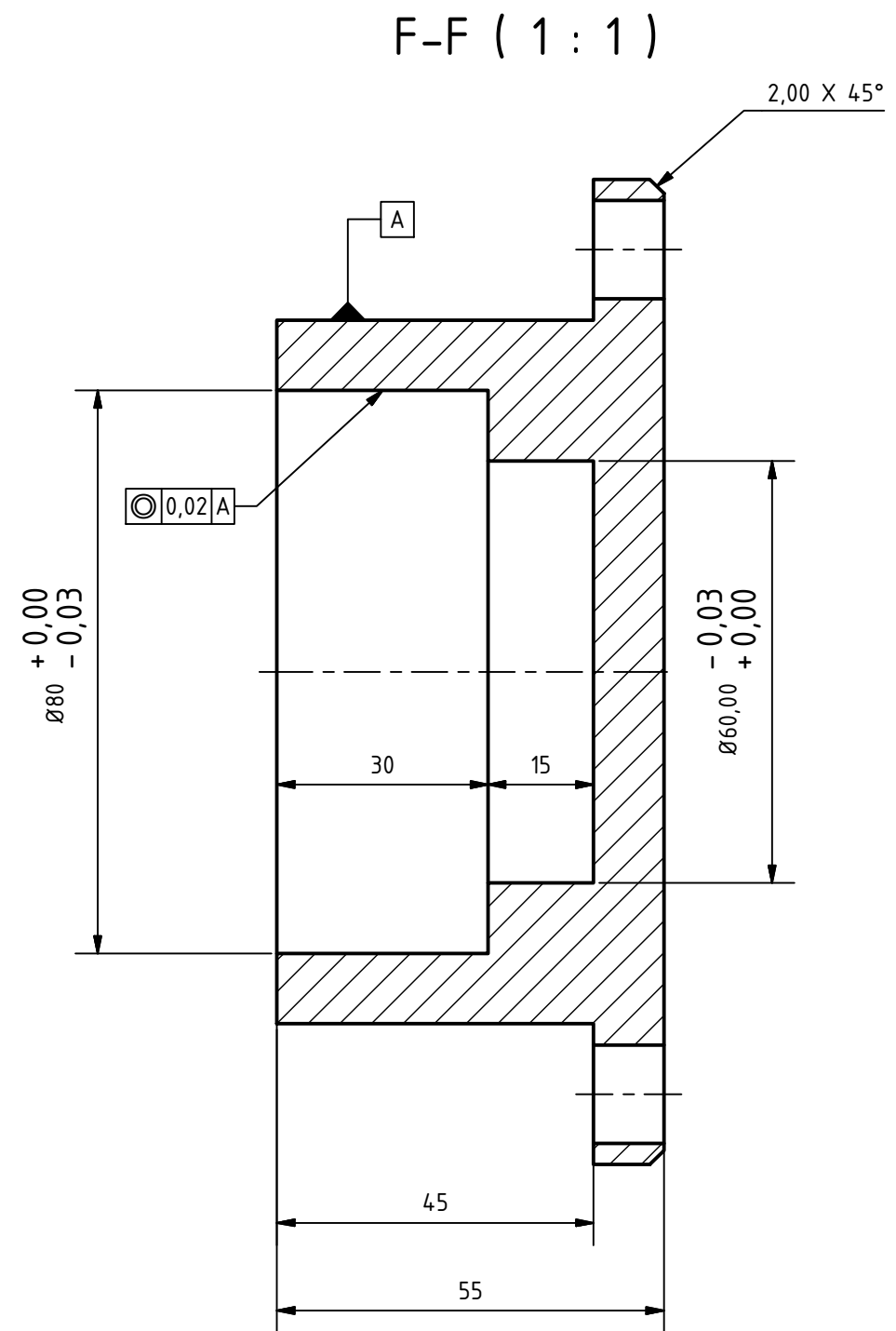
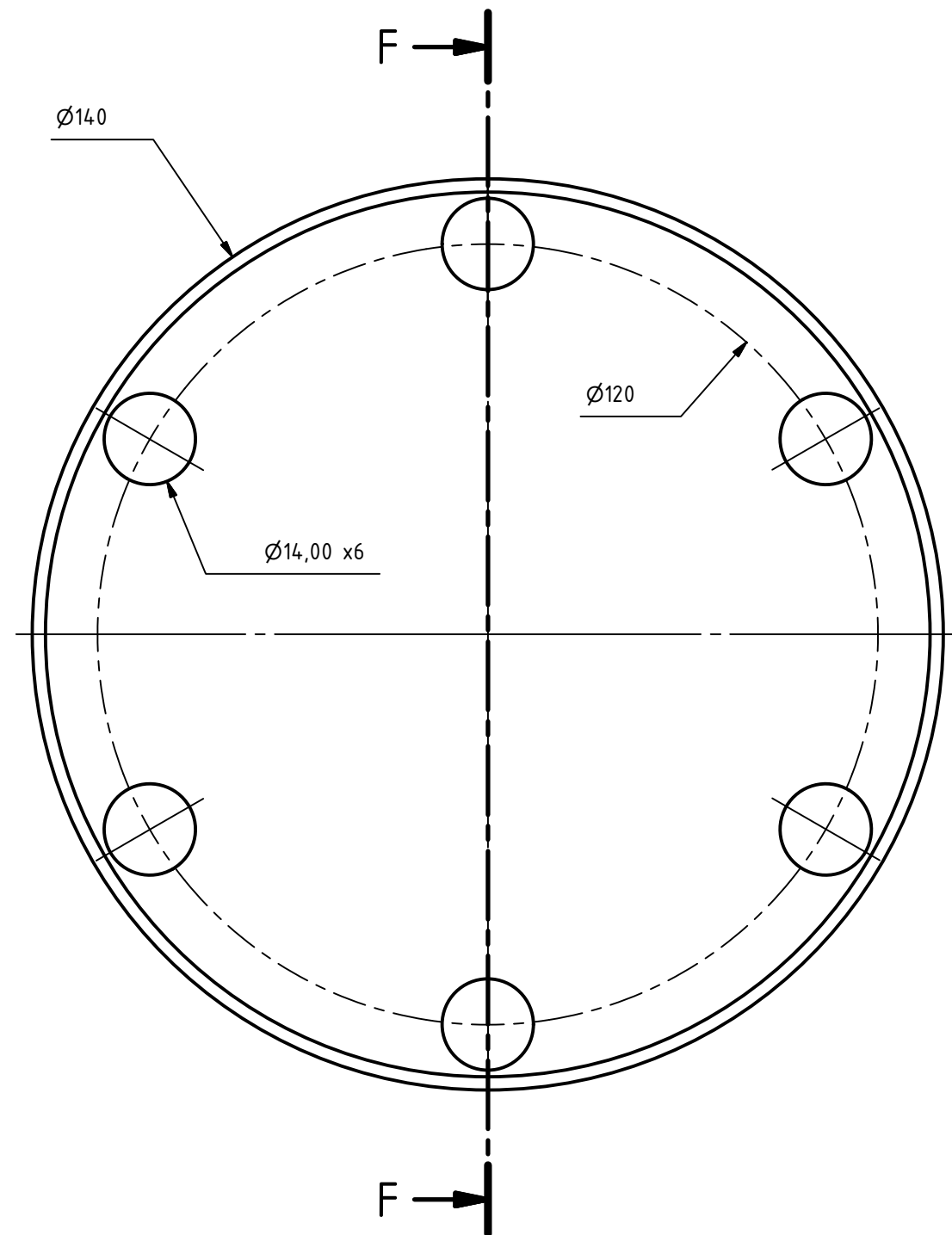
H-H (1 : 2,5)



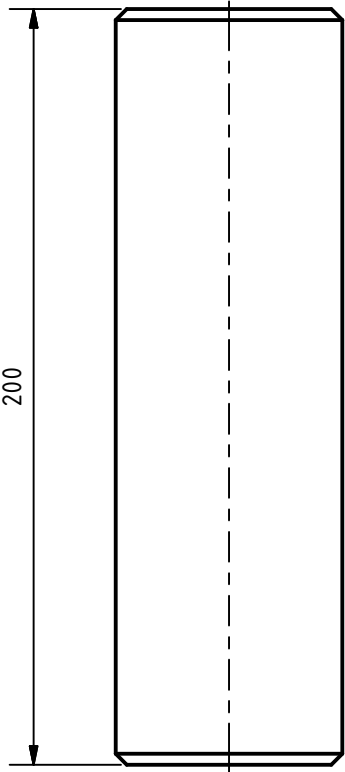
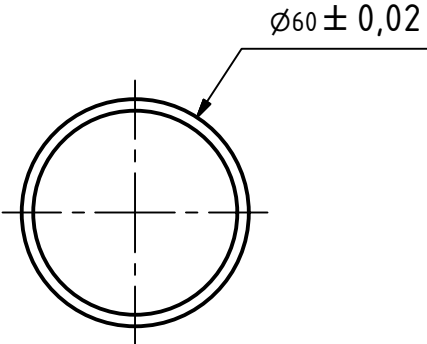
Tratamiento Térmico:	N/A	Material:	4140	Dim. Brutas:	$\varnothing 260 \times 115$
Recubrimiento:	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM	2019 / 06 / 24	
		Dibujó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM	2019 / 06 / 24	
		Revisó:	ING. LUIS JUIÑA	2019 / 06 / 24	
RUEDA	ESCALA: 1:2,5	Código:	10.0619.01.03.04	TOL GRAL: $\pm 0,01$ mm	



Tratamiento Térmico:	N/A	Material:	Dim. Brutas:	
Recubrimiento:	PINTURA	ASTM 36		2900* 250* 8
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Diseño:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAN	2019 / 06 / 24
		Dibujó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAN	2019 / 06 / 24
		Revisó:	ING. LUIS JUIÑA	2019 / 06 / 24
PERFIL C	ESCALA: 1:2	Código:	10.0619.01.03.05	TOL GRAL: ±1mm



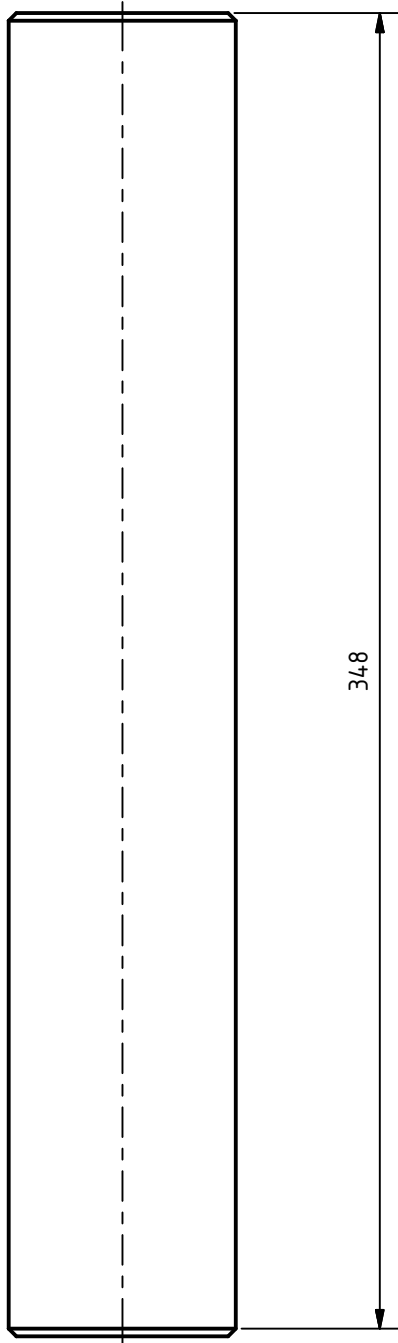
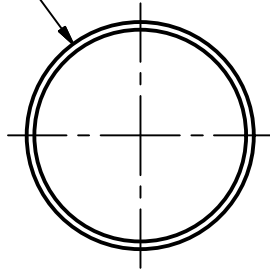
Tratamiento Térmico:	N/A	Material:	Dim. Brutas:	
Recubrimiento:	N/A	4140	Ø145*60	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM	2019 / 06 / 24
		Dibujó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM	2019 / 06 / 24
		Revisó:	ING.LUIS JUIÑA	2019 / 06 / 24
SOPORTE DE RODAMIENTOS DER.	ESCALA: 1:1	Código:	10.0619.01.03.06	TOL GRAL: ±0,01



Tratamiento Térmico:	N/A	Material:	Dim. Brutas:
Recubrimiento:	PINTURA	AISI 1018	$\varnothing 63,2 * 205$
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM
		Dibujó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM
		Revisó:	ING. LUIS JUIÑA
EJE TRASERO	ESCALA: 1:1	Código:	10.0619.01.03.07
			TOL GRAL: $\pm 0,01$

Ø60 ± 0,02

N5



Tratamiento Térmico:	N/A	Material:	Dim. Brutas:	
Recubrimiento:	N/A	AISI 1018	63.5 * 355	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM	2019 / 06 / 24
		Dibujó:	ENRÍQUEZ STEVEN - PAUCAR JONATHAM	2019 / 06 / 24
		Revisó:	ING. LUIS JUIÑA	2019 / 06 / 24
EJE	ESCALA: 1:1	Código:	10.0619.01.03.02	TOL GRAL: ±0.01